

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-234808

(43)Date of publication of application : 27.08.1999

(51)Int.Cl.

B60L 11/14

(21)Application number : 10-049058

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 13.02.1998

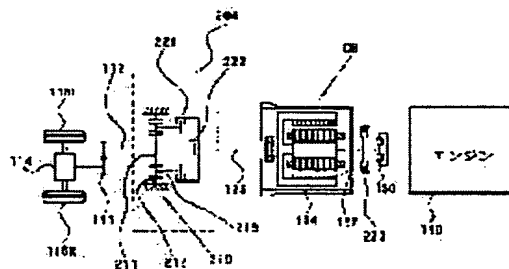
(72)Inventor : KAWABATA YASUMI
MATSUHASHI SHIGERU
NAGAMATSU SHIGETAKA
YAMADA EIJI
MIURA TETSUYA

(54) DRIVE POWER OUTPUTTING DEVICE AND HYBRID VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To make the distribution of the drive power outputted from the front and rear axles of a four-wheel drive hybrid vehicle to be variable.

SOLUTION: A four-wheel drive hybrid vehicle is constituted in such a way that part of the drive power outputted from an engine 150 is transmitted to a front axle 116 via a clutch motor, and the remainder is regenerated as electric power. The regenerated electric power is used for driving a motor which is coupled with a rear axle. In the hybrid vehicle, a speed change gear is interposed between the clutch motor and front axle 116. The speed change gear is constituted of a planetary gear 210 to which a ring gear 212 is fixed and a clutch 222. The front axle 116 is coupled with a sun gear 211, and the rotating shaft of the clutch motor is selectively coupled with a planetary carrier 213 or the sun gear 211, depending upon the switching a clutch 222. The rotating shaft is coupled with the carrier 213, while the vehicle runs normally and with the sun gear 211 while the vehicle is accelerated. Because of this means, the distribution of the drive power outputted from the front axle 116 can be made larger while the vehicle is accelerated.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] It is the power output unit in which the 1st output shaft of the above and the 2nd output shaft to an output of the power which has the 1st output shaft and the 2nd output shaft, and a prime mover, and is outputted from this prime mover is possible. So that it may be combined with the output shaft and the 1st output shaft of the above of the aforementioned prime mover and the torque outputted from this prime mover and the torque outputted to the 1st output shaft of the above may serve as a ratio defined beforehand Transmitting a part of power [at least] outputted from this prime mover to the 1st output shaft of the above It is combined with a power distribution means to change residual power into power, and the 2nd output shaft of the above, and the power changed by the aforementioned power distribution means at least is used. The motor which can output and input power to this 2nd output shaft, Control operation of the aforementioned prime mover, a power distribution means, and a motor, and it has the power-control means made equal to the power of which total of the power outputted from the power and the 2nd output shaft of the above which are outputted from the 1st output shaft of the above was required. And the power output unit interposed in one part of the paths where a torque-ratio change means by which the ratio of the torque inputted and the torque outputted can be changed transmits the power outputted from the aforementioned prime mover to the 1st output shaft of the above.

[Claim 2] It is the power output unit which is the means which can be changed continuously about a ratio with the torque to which it is a power output unit according to claim 1, and the aforementioned torque-ratio change means is outputted with the aforementioned torque by which an input is carried out.

[Claim 3] It is the power output unit which is the means which can be changed into at least 2 stages about the ratio of the aforementioned torque by which an input is carried out, and the torque outputted by being a power output unit according to claim 1, and changing the transfer path of the power inside this torque-ratio change means until the aforementioned torque-ratio change means outputs the inputted power.

[Claim 4] It has a torque determination means to be a power output unit according to claim 1, and to determine the torque which should be further outputted from the 1st output shaft of the above, and the 2nd output shaft, respectively. the aforementioned power-control means A power output unit equipped with a means to change the ratio of the torque which controls the aforementioned torque-ratio change means and is outputted from the aforementioned prime mover in advance of control of operation of the aforementioned prime mover, a power distribution means, and a motor, and the torque outputted from the 1st output shaft of the above according to the torque by which a decision was made [aforementioned].

[Claim 5] It is the power output unit which it is a power output unit according to claim 4, the aforementioned power-control means anneals operation of the aforementioned prime mover, a power distribution means, and a motor in case control of the aforementioned torque-ratio change means is performed, and controls.

[Claim 6] the electromagnetism are a power output unit according to claim 1, and are combined with the 1st Rota combined with the output shaft of the aforementioned prime mover by the 1st output shaft of the above, and whose aforementioned power distribution means has the 1st Rota of the above, and the 2nd Rota which may be rotated relatively, and produces them between this 1st Rota and the 2nd Rota -- the power output unit which is a means distribute the power outputted from the aforementioned prime mover by combination of-like and relative slipping

[Claim 7] It is the power output unit which has a power I/O means by which the power which is a power output unit according to claim 1, and will be outputted and inputted from one residual shaft if the power which the aforementioned power distribution means has three shafts combined with the output shaft of the generator which has an input shaft, and the aforementioned prime mover, the 1st output shaft of the above, and the aforementioned input shaft, respectively, and is outputted and inputted by biaxial among these three shafts is determined is determined.

[Claim 8] They are the rear axle combined with the front axle combined with the front wheel, and the rear wheel, and the hybrid vehicles which were equipped with the power output unit in which an output of power is possible for the power outputted from this prime mover using a prime mover and a motor at least from the aforementioned front axle and the rear axle and in which a four-flower drive is possible. the aforementioned power output unit So that it may be combined with the axle of either the output shaft of the aforementioned prime mover and the aforementioned front axle or the aforementioned rear axle and the torque outputted from this prime mover and the torque outputted to one [this] axle may serve as a ratio defined beforehand Transmitting a part of power [at least] outputted from this prime mover to aforementioned one axle Among a power distribution means to change residual power into power, and the aforementioned front axle and a rear axle, it is combined with aforementioned one axle and a different axle, and the power changed by the aforementioned power distribution means at least is used. The motor which can output and input power to this axle, Control operation of the aforementioned prime mover, a power distribution means, and a motor, and it has the power-control means made equal to the power of which total of the power outputted from the aforementioned front axle and the aforementioned rear axle was required. And the power output unit interposed in one part of the paths where a torque-ratio change means by which the ratio of the torque inputted and the torque outputted can be changed transmits the power outputted from the aforementioned prime mover to aforementioned one axle.

[Claim 9] It has a torque determination means to be hybrid vehicles according to claim 8, and to determine the torque which should be further outputted from the aforementioned front axle and the aforementioned rear axle, respectively. the aforementioned power-control means A power output unit equipped with a means to change the ratio of the torque which controls the aforementioned torque-ratio change means and is outputted from the aforementioned prime mover in advance of control of operation of the aforementioned prime mover, a power distribution means, and a motor, and the torque outputted from aforementioned one axle according to the torque by which a decision was made [aforementioned].

[Claim 10] They are the hybrid vehicles which are meanses to have an acceleration judging means to judge whether it is hybrid vehicles according to claim 9, and they are these hybrid vehicles at the acceleration time, and to determine the torque of the aforementioned front axle and a rear axle that the aforementioned torque determination means will become beyond the torque to which the torque outputted from the aforementioned front axle is outputted from a rear axle at the time of acceleration of these hybrid vehicles.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[The technical field to which invention belongs] this invention relates to the hybrid vehicles carrying the power output unit and this equipment which are equipped with two output shafts in detail in which a four-flower drive is possible about the hybrid vehicles which carried the power output unit and this power output unit of a hybrid formula which are equipped with a prime mover and a motor as a source of power.

[0002]

[Description of the Prior Art] In recent years, the hybrid vehicles which make an engine and a motor the source of power are proposed (for example, technology given in JP,9-47094,A etc.). There are the so-called parallel hybrid vehicles as a kind of hybrid vehicles. Parallel hybrid vehicles distribute the power outputted from the engine by the transfer. A part of distributed power is transmitted to an output shaft, and the remainder is changed into power by the generator. A battery stores electricity this power or it is used for driving the motor combined with the output shaft. By this composition, parallel hybrid vehicles can output the power outputted from the engine to an output shaft with arbitrary rotational frequencies and torque. Since an engine can choose the high operation point of operation efficiency and can be operated, hybrid vehicles are excellent in saving-resources nature and exhaust air purification nature compared with the conventional vehicles which make only an engine a driving source.

[0003] On the other hand, the hybrid vehicles in which a four-flower drive is possible are also proposed using the technology of above-mentioned parallel hybrid vehicles (for example, technology given in JP,9-175203,A etc.). The example of composition of the hybrid vehicles in which a four-flower drive is possible is shown in drawing 15. By these hybrid vehicles, while combining the inner rotor 34 of the clutch motor 30 with the output shaft of a prime mover 50, the outer rotor 32 of the clutch motor 30 is combined with a driving shaft 22. The driving shaft 22 is combined with front wheels 26 and 28 through the gear change gear 23 and the differential gear 24. The motor 40 is combined with rear wheels 27 and 29, and this motor 40 is connected to the battery 94 through the drive circuit 92. The clutch motor 30 is also electrically connected to the battery 94 through the drive circuit 91. Therefore, the motor 40 and the clutch motor 30 are electrically connected through the battery 94.

[0004] the clutch motor 30 -- the electromagnetism between the inner rotor 34 and an outer rotor 32 -- while transmitting power by combination of--like, power is revived according to relative slipping between both, and a role of a transfer which changes power into power is played A part is transmitted to a driving shaft 22, and drives front wheels 26 and 28, and the remaining power is changed into power by operation of the clutch motor 30 which mentioned above the power outputted from the prime mover 50. This power is used for the drive of rear wheels 27 and 29 by driving a motor 40. By above-mentioned hybrid vehicles, power can be outputted by this operation

from the both sides of front wheels 26 and 28 and rear wheels 27 and 29, and the so-called four-flower drive is possible.

[0005] The driveshaft was used, in order for the conventional vehicles which make only an engine the source of power to realize a four-flower drive and to transmit the power of an engine to both front wheel and rear wheel. This has many demerits in respect of the influence of a weight and the indoor space on vehicles etc. By above-mentioned hybrid vehicles, it has the big advantage also in that a four-flower drive is realizable, without using a driveshaft. The hybrid vehicles in which a four-flower drive is possible are excellent also in the point that the property of the hybrid vehicles of in addition to this excelling in saving-resources nature and exhaust air purification nature can be harnessed also in four-flower drive vehicles.

[0006]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, it was difficult to set the torque distribution outputted from a front wheel and a rear wheel as a suitable value by the hybrid vehicles in which a four-flower drive is possible. If it explains based on above-mentioned composition (drawing 15), since the relation of operation reaction is materialized between the inner rotor 34 of the clutch motor 30, and an outer rotor 32, the torque outputted from a prime mover 50 and the torque transmitted to a driving shaft 22 will become always equal. Torque conversion is carried out with a fixed reduction gear ratio by the gear change gear 23, and the torque of a driving shaft 22 is outputted to the front wheel. Therefore, the ratio of the torque outputted to a front wheel and the output torque of a prime mover 50 serves as constant value which becomes settled according to the gear change gear 23.

[0007] By above-mentioned hybrid vehicles, when demand torque is larger than the output torque of a prime mover 50, desired torque is outputted by total of a front wheel and a rear wheel by adding torque with a motor 40. Conversely, when demand torque is smaller than the output torque of a prime mover 50, it will act considering a motor 40 as a generator, and the so-called regeneration load will be applied to a rear wheel.

[0008] A setup of a reduction gear ratio is explained using drawing 16 . Drawing 16 is the graph which showed the relation between the run torque which is needed for a run, and the output torque from vehicles according to the vehicle speed. The monotonous increase of the run torque which is needed in order to mainly run against rolling friction and air resistance with a road surface is carried out as are shown in the curve L11 of drawing 16 , and the vehicle speed increases. In order to run without producing acceleration and a slowdown, run torque and the output torque from vehicles need to become equal. Although it will be necessary to add torque negative with a rear wheel in order to balance the output torque and run torque from vehicles when the output torque from a front wheel is large, this is not in a desirable state on operation efficiency. Therefore, as for the output torque from a front wheel, it is desirable to be set up so that it may balance with run torque in general at the time of a round of visits at a certain speed used frequently.

[0009] It is desirable to set up this speed so that the output torque (curve L13) of a front wheel may become in general equal to the run torque L11 at V11, then this speed in drawing 16 . Even in this case, the size can be suppressed although it is necessary to add torque negative with a rear wheel when running at low speed rather than V11. For example, if it sets up so that the power equivalent to the curve L14 in drawing 16 may be outputted from a front wheel, it is necessary to add negative torque with a rear wheel even in the vehicle speed V11 and also, and the size becomes large. By hybrid vehicles, the gear ratio of the gear change gear 23 is set up so that the torque equivalent to the curve L13 of drawing 16 may be outputted.

[0010] As shown in the curve L13 of drawing 16 , after setting up the power from a front wheel, the case where vehicles are accelerated is considered. Bigger torque than run torque is needed as it shows in the curve L12 of drawing 16 , in accelerating vehicles. Since the torque outputted from a front wheel is decided by the fixed ratio to the torque outputted from a prime mover, in order to output demand torque at the time of acceleration, it is necessary to drive the motor combined with

the rear wheel and to add torque, as explained previously. Consequently, distribution of the torque outputted from vehicles will incline toward a rear wheel greatly at the time of acceleration.

[0011] Although explained taking the case of the time of acceleration above, the ratio of the torque outputted from a front wheel and the torque outputted from a prime mover is restricted to the fixed value on the mechanism, and distribution of the torque outputted from an order ring was not able to be appropriately controlled by the conventional hybrid vehicles. Consequently, the special feature as a four-wheel drive car could not be efficiently employed in respect of calling it ***** at the time of acceleration, and also there was un-arranging [of being unable to perform effectively a run on the road surface of low coefficient of friction by which the effect as a four-wheel drive car should be demonstrated most]. Although it was generally made desirable in the four-wheel drive car to output torque by the torque distribution according to the load concerning a front wheel and a rear wheel, by the conventional hybrid vehicles, this torque distribution was flexibly unrealizable according to the various run states of vehicles. This technical problem is not concerned with hybrid vehicles, but is common in that the torque distribution outputted by both is flexibly uncontrollable in the power output unit of the hybrid formula which has two output shafts.

[0012] It is made in order that this invention may solve a part of above-mentioned technical problem [at least], and it aims at making controllable torque distribution outputted from both shafts in the power output unit of the hybrid formula which has two output shafts. Moreover, such a power output unit is applied to vehicles, and it aims at making controllable torque distribution outputted from an order ring in the hybrid vehicles in which a four-flower drive is possible.

[0013]

[A The means for solving a technical problem, and its operation and effect] In order to solve a part of above-mentioned technical problem [at least], the following composition was taken in this invention. The power output unit of this invention has the 1st output shaft and the 2nd output shaft, and a prime mover. It is the power output unit in which the 1st output shaft of the above and the 2nd output shaft to an output of the power outputted from this prime mover is possible. So that it may be combined with the output shaft and the 1st output shaft of the above of the aforementioned prime mover and the torque outputted from this prime mover and the torque outputted to the 1st output shaft of the above may serve as a ratio defined beforehand Transmitting a part of power [at least] outputted from this prime mover to the 1st output shaft of the above It is combined with a power distribution means to change residual power into power, and the 2nd output shaft of the above, and the power changed by the aforementioned power distribution means at least is used. The motor which can output and input power to this 2nd output shaft, Control operation of the aforementioned prime mover, a power distribution means, and a motor, and it has the power-control means made equal to the power of which total of the power outputted from the power and the 2nd output shaft of the above which are outputted from the 1st output shaft of the above was required. And a torque-ratio change means by which the ratio of the torque inputted and the torque outputted can be changed makes it a summary to be interposed in the part of either of the paths which transmits the power outputted from the aforementioned prime mover to the 1st output shaft of the above.

[0014] Controlling by the above-mentioned power output unit so that total of the power outputted by the power-control means from the 1st output shaft and the 2nd output shaft becomes demand power, a part outputs the power outputted from the prime mover to the 1st output shaft through a power distribution means, and residual power is outputted from the 2nd output shaft through the form of power. Under the present circumstances, since the torque-ratio change means is interposed in the part of either of the paths which transmits the power outputted from a prime mover to the 1st output shaft, the ratio of the torque outputted from a prime mover and the torque outputted from the 1st output shaft serves as adjustable by operation of this means. For example, when having considered the case where the power which is equivalent to demand power from a prime mover was outputted the torque outputted from the 1st output shaft is changed, the power outputted from the

2nd output shaft will also be changed. Consequently, according to the above-mentioned power output unit, the torque ratio outputted from the 1st output shaft and 2nd output shaft can be changed into a desirable state according to operational status.

[0015] In addition, in the above-mentioned power output unit, even if the place which interposes a torque-ratio change means may be between a prime mover and a power distribution means and is between a power distribution means and the 1st output shaft, it is not cared about. Moreover, although a torque-ratio change means changes a torque ratio automatically, it may change a torque ratio with others and hand control.

[0016] As for the aforementioned torque-ratio change means, in the above-mentioned power output unit, it is desirable that it shall be the means which can be changed continuously about the ratio of the aforementioned torque by which an input is carried out, and the torque outputted.

[0017] If this means is adopted, it will become possible to change into a more suitable value the ratio of the torque outputted from the 1st output shaft, and the torque outputted from the 2nd output shaft.

[0018] In the above-mentioned power output unit, the aforementioned torque-ratio change means shall be a means which can be changed into at least 2 stages about the ratio of the aforementioned torque by which an input is carried out, and the torque outputted by changing the transfer path of the power inside this torque-ratio change means until it outputs the inputted power.

[0019] According to this means, change of a torque ratio is realizable with simple composition. A means to change a torque ratio is mentioned changing the transfer path of power by changing the combination of two or more gears with the change of the transfer path of the power in the above-mentioned invention here. At the time of change of the combination of these gears, it is good also as what makes separation and connection of power of a transfer path with a clutch.

[0020] The above-mentioned power output unit is equipped with a torque determination means to determine the torque which should be further outputted from the 1st output shaft of the above, and the 2nd output shaft, respectively. the aforementioned power-control means It is desirable to control the aforementioned torque-ratio change means and to have a means to change the ratio of the torque outputted from the aforementioned prime mover and the torque outputted from the 1st output shaft of the above according to the torque by which a decision was made [aforementioned], in advance of control of operation of the aforementioned prime mover, a power distribution means, and a motor.

[0021] According to this power output unit, the torque which a torque determination means should output from the 1st output shaft and the 2nd output shaft, respectively is determined. The ratio of the torque outputted from the prime mover by this and the torque outputted from the 1st output shaft will be determined. A power-control means controls this torque-ratio change means, and realizes the above-mentioned torque ratio. By this control, the above-mentioned power output unit can make a suitable value automatically torque distribution outputted from the 1st output shaft and the 2nd output shaft.

[0022] In the above-mentioned power output unit, in case control of the aforementioned torque-ratio change means is performed, as for the aforementioned power-control means, it is desirable to anneal and control operation of the aforementioned prime mover, a power distribution means, and a motor.

[0023] Since operation of a prime mover, a power distribution means, and a motor is annealed and controlled on the occasion of control of a torque-ratio change means according to this power output unit, the shock accompanying change of a torque ratio is mitigable. When it is used for vehicles etc. as a result, for example, the above-mentioned power output unit, a degree of comfort can be improved.

[0024] In the power output unit explained above the aforementioned power distribution means It is combined with the 1st Rota combined with the output shaft of the aforementioned prime mover by the 1st output shaft of the above. the electromagnetism which has the 1st Rota of the above, and

the 2nd Rota which may be rotated relatively, and is produced between this 1st Rota and the 2nd Rota -- it shall be a means to distribute the power outputted from the aforementioned prime mover by combination of-like and relative slipping

[0025] Moreover, the aforementioned power distribution means has three shafts combined with the output shaft of the generator which has an input shaft, and the aforementioned prime mover, the 1st output shaft of the above, and the aforementioned input shaft, respectively, and if the power outputted and inputted by biaxial among these three shafts is determined, it shall have a power I/O means by which the power outputted and inputted from one residual shaft is determined.

[0026] The rear axle combined with the front axle and rear wheel with which the hybrid vehicles of this invention were combined with the front wheel, They are the hybrid vehicles which were equipped with the power output unit in which an output of power is possible for the power outputted from this prime mover using a prime mover and a motor at least from the aforementioned front axle and the rear axle and in which a four-flower drive is possible. So that the aforementioned power output unit may be combined with the axle of either the output shaft of the aforementioned prime mover and the aforementioned front axle or the aforementioned rear axle and the torque outputted from this prime mover and the torque outputted to one [this] axle may serve as a ratio defined beforehand Transmitting a part of power [at least] outputted from this prime mover to aforementioned one axle Among a power distribution means to change residual power into power, and the aforementioned front axle and a rear axle, it is combined with aforementioned one axle and a different axle, and the power changed by the aforementioned power distribution means at least is used. The motor which can output and input power to this axle, Control operation of the aforementioned prime mover, a power distribution means, and a motor, and it has the power-control means made equal to the power of which total of the power outputted from the aforementioned front axle and the aforementioned rear axle was required. And a torque-ratio change means by which the ratio of the torque inputted and the torque outputted can be changed makes it a summary to be interposed in the part of either of the paths which transmits the power outputted from the aforementioned prime mover to aforementioned one axle.

[0027] Since the power output unit explained previously is carried according to the above-mentioned hybrid vehicles, while a four-flower drive is possible, the torque ratio of a front axle and a rear axle can be changed appropriately. In addition, the 1st output shaft of the power output unit described previously can also be used as the front axle of the above-mentioned hybrid vehicles, and it can also consider as a rear axle.

[0028] It has a torque determination means to determine the torque which should be further outputted from the aforementioned front axle and the aforementioned rear axle, respectively in the above-mentioned hybrid vehicles. the aforementioned power-control means In advance of control of operation of the aforementioned prime mover, a power distribution means, and a motor, the aforementioned torque-ratio change means shall be controlled and it shall have a means to change the ratio of the torque outputted from the aforementioned prime mover, and the torque outputted from aforementioned one axle according to the torque by which a decision was made [aforementioned].

[0029] According to these hybrid vehicles, since a torque ratio can be controlled automatically, according to a rolling-stock-run state, the torque ratio of a front axle and a rear axle can be made suitable distribution.

[0030] In the above-mentioned hybrid vehicles, it shall have an acceleration judging means to judge whether they are these hybrid vehicles at the acceleration time, and the aforementioned torque determination means shall be a means to determine that the torque of the aforementioned front axle and a rear axle will become beyond the torque to which the torque outputted from the aforementioned front axle is outputted from a rear axle at the time of acceleration of these hybrid vehicles.

[0031] According to these hybrid vehicles, the run stability at the time of increasing the torque

outputted at the time of acceleration can be improved. In addition, the grade which enlarges torque outputted from a front axle to the torque outputted from a rear axle can be experimentally set up according to a load, a relation of the center-of-gravity position of a wheel and vehicles, etc. concerning each wheel.

[0032]

[Embodiments of the Invention] Hereafter, the gestalt of operation of this invention is explained based on an example.

(1) Use and explain drawing 1 about the composition of an example at the beginning of the composition of an example. Drawing 1 is explanatory drawing showing the outline composition of the hybrid vehicles which carried the power output unit of this example, and in which a four-flower drive is possible.

[0033] The power output unit carried in these hybrid vehicles The power outputted from the engine 150 as a prime mover The clutch motor CM as a power distribution means The front-wheel power system which transmits to the front axle 116 which is equivalent to the 1st output shaft through the gear change gear 204, the driving shaft 112, the power transfer gear 111, and differential gear 114 as a torque-ratio change means, and is outputted from front wheels 116R and 116L. It consists of the rear wheel power system which transmits the power similarly outputted from the engine 150 to the rear axle 118 which is equivalent to the 2nd output shaft through the form of power, and is outputted from rear wheels 118R and 118L.

[0034] First, the composition of a front-wheel power system is explained. Drawing 2 is the block diagram having shown the composition of this power output unit in the detail more. The engine 150 as a source of power inhales the gaseous mixture of the air inhaled from the inhalation mouth 200, and the gasoline injected from the fuel injection valve 151 to a combustion chamber 152, and changes into rotation of a crankshaft 156 movement of the piston 154 depressed by explosion of this gaseous mixture. This explosion is produced from an ignitor 158 by a gaseous mixture being lit by the spark which the ignition plug 162 formed by the high voltage drawn through the distributor 160, and burning by it. The exhaust air produced by combustion is discharged in the atmosphere through an exhaust port 202.

[0035] Operation of an engine 150 is controlled by EFIECU170. EFIECU170 is a one-chip microcomputer which has CPU, ROM, RAM, etc. inside, and it is constituted so that various control processings which CPU mentions later according to the program recorded on ROM may be performed. As control of an engine 150 which EFIECU170 performs, there are ignition-timing control of the ignition plug 162 according to the rotational frequency of an engine 150, fuel-oil-consumption control according to the inhalation air content, etc. In order to enable control of an engine 150, the various sensors in which the operational status of an engine 150 is shown are connected to EFIECU170. For example, in order to detect the rotational frequency and angle of rotation of a crankshaft 156, it is the rotational frequency sensor 176, the angle-of-rotation sensor 178, etc. which were prepared for the distributor 160. In addition, although the starting switch 179 which detects the state ST of an ignition key was connected to EFIECU170 in addition to this, illustration of other sensors, a switch, etc. was omitted.

[0036] The crankshaft 156 of an engine 150 is combined with the inner rotor shaft 133 through a damper 130 and the 3rd clutch 223. It is the axis of rotation of the inner rotor 132 of the clutch motor CM in the inner rotor shaft 133. The clutch motor CM is equipped with the inner rotor 132 and an outer rotor 134 as it is mentioned later, and both are the motors for Rota which can rotate relatively. In the front-wheel power system, the outer-rotor shaft 135 which is the axis of rotation of the outer rotor 134 of the clutch motor CM is combined with the driving shaft 112 through the gear change gear 204. The driving shaft 112 is combined with the front axle 116 equipped with front wheels 116R and 116L through the gear change gear 111 and the differential gear 114.

[0037] In addition, a damper 130 connects the crankshaft 156 and the inner rotor shaft 133 of this engine 150, and it is prepared in order to suppress the amplitude of the torsional oscillation of a

crankshaft 156. Moreover, it is fixed to the case and the 3rd clutch 223 is for grasping the inner rotor shaft 133 to rotation impotentia. In case the 3rd clutch 223 adds damping torque to front wheels 116R and 116L by reviving by the clutch motor CM, it will be in an integrated state, and it receives the reaction force torque of damping torque by grasping the inner rotor shaft 133 to rotation impotentia.

[0038] Drawing 3 is explanatory drawing showing the composition of the gear change gear 204. The gear change gear 204 consists of a planetary gear 210 and two clutches C1 and C2. A planetary gear 210 consists of three portions of the planetary carrier 213 equipped with two or more planetary pinion gears which revolve around the sun while it is arranged between a sun gear 211, two gears of the same axle which become starter-ring 212, and sun gears 211 and starter rings 213 and the periphery of a sun gear 211 is rotated. The starter ring 212 is being fixed to the case by rotation impotentia as shown in drawing 3.

[0039] Although it is the matter of common knowledge on mechanism study, if the ratio of the number of teeth of a starter ring 212 and the number of teeth of a sun gear 211 is set to rho (number-of-teeth <1 of the number of teeth / starter ring 212 of the rho= sun gear 211), the following relational expression (1) will be materialized in the rotational frequency of three gears which constitute a planetary gear 204.

$$N_r - N_c = \rho N_s \quad \dots (1)$$

Here, the rotational frequency of a starter ring 212 and N_c mean the rotational frequency of the planetary carrier 213, and, as for N_s , N_r means the rotational frequency of a sun gear 211. In this example, since the rotational frequency N_r of a starter ring 212 is a value 0, it is equivalent to the following formula (2). [of an upper formula (1)]

$$N_s = (1 + 1/\rho) \times N_c \quad \dots (2)$$

[0040] The driving shaft 112 is combined with the sun gear 211 of the planetary gear 210 which constitutes the gear change gear 204 in the front-wheel power system. It is combined with the gear change gear 204 through the clutch 221,222, if the 2nd clutch 222 is connected releasing the 1st clutch 221, the outer-rotor shaft 135 and a sun gear 211 will be combined, and the outer-rotor shaft 135 combined with the outer rotor 134 will be in the state where the outer-rotor shaft 135 and the driving shaft 112 were linked directly after all. The power outputted from the outer-rotor shaft 135 at this time is transmitted to a driving shaft 112, without changing a rotational frequency and torque.

[0041] Conversely, if the 1st clutch 221 is connected releasing the 2nd clutch 222, the outer-rotor shaft 135 and the planetary carrier 213 will be combined. The rotational frequency N_s of a sun gear 211 becomes larger than the rotational frequency N_c of the planetary carrier 213 a passage clearer than an upper formula (2). Therefore, when a clutch 221,222 is made into an above-mentioned integrated state, the power of the outer-rotor shaft 135 is changed into power with a large rotational frequency and small torque, and is transmitted to a driving shaft 112. Thus, by changing the integrated state of a clutch 221,222, the gear change gear 204 changes gradually the power transmitted to a driving shaft 112 from the outer-rotor shaft 135. The change of these clutches 221,222 is performed according to the change control signal outputted from a control unit 190. In addition, about a setup of gear ratio [of a planetary gear 210] rho, and the gear ratio of the power transfer gear 111, it mentions later.

[0042] Next, a rear wheel power system is explained. In the rear wheel power system, the assistant motor AM is arranged and it is combined with the rear axle 118 which the output shaft combined with Rota 142 of the assistant motor AM equipped with rear wheels 118R and 118L through the differential gear 115 as shown in drawing 1 and drawing 2. The stator 144 of the assistant motor AM is being fixed to the case impossible [rotation].

[0043] Next, the composition of the clutch motor CM and the assistant motor AM is explained. The clutch motor CM is constituted as a synchronous motor generator of opposite Rota, and is equipped with the inner rotor 132 which has two or more permanent magnets in a peripheral face, and the

outer rotor 134 around which the three phase coil which forms rotating magnetic field was wound. An outer rotor 134 carries out the laminating of the sheet metal of a nondirectional magnetic steel sheet, is formed, and is relatively supported to revolve possible [rotation] to the inner rotor 132. This motor CM operates as a motor in which both do a rotation drive relatively according to the interaction of the magnetic field by the permanent magnet with which the inner rotor 132 was equipped, and the magnetic field formed with the three phase coil with which the outer rotor 134 was equipped, and operates also as a generator which makes the ends of the three phase coil with which the outer rotor 134 was equipped by these interactions produce electromotive force depending on the case.

[0044] Since the both sides of the inner rotor 132 and an outer rotor 134 can rotate, the clutch motor CM can transmit the power inputted from the inner rotor shaft 133 to the outer-rotor shaft 135. If it carries out power running, using the clutch motor CM as a motor, the power with which torque was added will be transmitted to the outer-rotor shaft 135, and residual power can be transmitted, taking out a part of power in the form of power, if regeneration operation is carried out as a generator. Moreover, if power-running or regeneration operation is not performed, either, it will be in the state where power is not transmitted to an outer rotor 134 from the inner rotor 132. This state is equivalent to the state where the mechanical clutch was made release.

[0045] The clutch motor CM is electrically connected to the battery 194 through the slip ring 138 and the 1st drive circuit 191. In this example, the nickel-hydrogen battery is used as a battery 194. The drive circuit 191 is the transistor inverter which equipped the interior with two or more transistors which are switching elements, and each transistor turns it on and off in connection with the control signal from a control unit 190. If a control unit 190 carries out PWM control of the time of turning on and off of the transistor of the drive circuit 191, the three-phase alternating current which uses a battery 194 as a power supply will flow to the outer rotor 134 of the clutch motor CM through the slip ring 138. Rotating magnetic field are formed in an outer rotor 134 of this three-phase alternating current, and the clutch motor CM rotates.

[0046] The assistant motor AM is constituted as a synchronous motor generator like the clutch motor CM, and is equipped with Rota 142 which has two or more permanent magnets in a peripheral face, and the stator 143 around which the three phase coil which forms rotating magnetic field was wound. The stator 143 of the assistant motor AM also carries out the laminating of the sheet metal of a nondirectional magnetic steel sheet, and is formed. A stator 143 is the point currently fixed to the case impossible [rotation], and differs from the outer rotor 134 of the clutch motor CM. The assistant motor AM is electrically connected to the battery 194 through the 2nd drive circuit 192. The 2nd drive circuit 192 is constituted by the transistor inverter like the 1st drive circuit 191. If the transistor of the drive circuit 192 is switched with the control signal of a control unit 190, the three-phase alternating current will flow to a stator 144, rotating magnetic field will be produced, and the assistant motor AM will rotate.

[0047] The operational status of hybrid vehicles including control of the clutch motor CM and the assistant motor AM is controlled by the control unit 190 (refer to drawing 2). Like [a control unit 190] EFIECU170, it is the one-chip microcomputer which has CPU, ROM, RAM, etc. inside, and it is constituted so that various control processings which CPU mentions later according to the program recorded on ROM may be performed. In order to enable these control, various kinds of sensors and switches are electrically connected to the control unit 190. As the sensor connected to the control unit 190, and a switch, there are accelerator pedal position-sensor 164a, brake-pedal position-sensor 165a, the shift position sensor 184, a coolant temperature sensor 174, a remaining capacity detector 199 of a battery 194, etc. The control unit 190 is exchanging information various in between EFIECU(s)170 which input the various signals of the operation section, the charge state of a battery 194, etc. through these sensors, and control an engine 150 by communication.

[0048] Next, a setup of gear ratio [of the planetary gear 210 which constitutes the gear change gear 204] rho, and the gear ratio of the power transfer gear 111 is explained. First, the gear ratio of

the power transfer gear 111 is explained. This gear ratio is set up based on the case where vehicles accelerate, when the gear ratio in the state 204, i.e., a gear change gear, where the 2nd clutch 222 shown in drawing 3 was combined is a value 1.

[0049] The relation between run torque and the output torque from a front axle is shown in drawing 4. The curve Ld of drawing 4 shows the run torque in the case of making a round of visits at a fixed speed, and Curve La shows the maximum of the demand torque in the case of accelerating.

Naturally, when vehicles accelerate, it is necessary to output bigger torque than run torque. In this case, in order to stabilize vehicles and to accelerate, it is necessary to make torque outputted from a front axle 116 and a rear axle 118 respectively suitable distribution. Although it is necessary to set up experimentally in order for this distribution to change according to distribution of the load concerning each wheel, or the relation between a wheel position and the center of gravity of vehicles, it is desirable to make it not incline extremely as compared with the torque to which the torque outputted from a rear axle 118 at least is outputted from a front axle 116. In this example, after taking into consideration the balance of the torque outputted from an order ring, the torque which should be outputted from a front axle 116 at the time of acceleration was set up, as shown in the curve L2 of drawing 4. According to this setup, when the vehicle speed is V2, for example, torque Tf2 will be outputted from a front axle 116, and torque Tr2 will be outputted from a rear axle 118. The passage clear from drawing 4, by this example, it is set up so that torque distribution of a front axle 116 may become large as compared with a rear axle 118 at the time of acceleration. The gear ratio of the power transfer gear 111 is set up so that torque (curve L2) set up in this way may be realized.

[0050] Between the inner rotor 132 of the clutch motor CM, and an outer rotor 134, since the principle of operation reaction works, the torque outputted from an engine 150 and the torque transmitted to the outer-rotor shaft 135 become always equal. On the other hand, the torque outputted from a front axle 116 is changeable by changing the gear ratio of the power transfer gear 111. Since the power output unit of this example is controlled so that total of the power outputted from the both sides of a front axle 116 and a rear axle 118 serves as demand power, the torque outputted from a rear axle 118 according to the size of the torque outputted from a front axle 116 changes, as mentioned later. Therefore, torque distribution of a front axle 116 and a rear axle 118 can be adjusted by adjusting the gear ratio of the power transfer gear 111. The gear ratio of the power transfer gear 111 is set up so that the torque which is suitable torque distribution when the power equivalent to the power which is needed for acceleration is being outputted from the engine 150, namely, is outputted from a front wheel may turn into torque expressed with the curve L2 in drawing 4.

[0051] A setup of gear ratio rho of the gear change gear 204 is explained. Gear ratio rho of the gear change gear 204 becomes settled by the ratio of the number of teeth of a starter ring 212, and the number of teeth of a sun gear 211 as it was described previously. The number of teeth of the planetary carrier 213 does not affect conversion of the torque in the gear change gear 204. The gear ratio of the gear change gear 204 is set up in the state where the 2nd clutch 222 in drawing 3 was combined, based on the case where it runs a road surface without inclination by constant speed.

[0052] In order for vehicles to run at a fixed speed, run torque and the output torque need to balance. In this example, control to which total of the power outputted from a front axle 116 and a rear axle 118 becomes equal to demand power is performed as mentioned later. For example, when the torque outputted from a front axle 116 does not fulfill run torque, the assistant motor AM combined with the rear axle 118 is driven, and the torque of an insufficiency is compensated. Conversely, when the torque outputted from a front axle 116 is larger than run torque, it revives by the assistant motor AM and a load is given to a rear axle. However, the latter state is in a state to avoid on operation efficiency since it is not desirable, if it can do. If it is going to avoid the state regenerated by the assistant motor AM, i.e., the state of adding torque negative by the rear axle

118, it is desirable to make it the torque outputted from a front axle 116 not exceed run torque greatly.

[0053] When the 2nd clutch 222 is combined, the outer-rotor shaft 135 will be in the state where it was combined with the planetary carrier 213, torque conversion is carried out according to gear ratio ρ , and the power is outputted from a driving shaft 112, as a result a front axle 116. According to the formula (2) shown previously, there is a relation " $N_s = (1 + 1/\rho) \times N_c$ " Unrelated. The rotational frequency N_s of a sun gear 211 is higher than the rotational frequency N_c of the planetary carrier 213. Therefore, in the state where the 2nd clutch 222 was combined, the power outputted from the outer-rotor shaft 135 will have a high rotational frequency, torque will be changed into low power, and it will be outputted from a driving shaft 112. From a front axle 116, the torque further changed by the power transfer gear 111 will be outputted.

[0054] In consideration of these situations, the gear ratio of the gear change gear 204 is decided. When maintaining a certain predetermined design speed, making a round of visits around a road surface without inclination and an engine 150 is operated by efficient operational status, gear ratio ρ of the gear change gear 204 is set up so that the torque outputted from a front axle may balance with run torque mostly. The curve L1 of drawing 4 shows the set point of the torque outputted from a front axle 116 in above-mentioned operational status. In running by the vehicle speed V_1 , it means that it can run only with the torque outputted from a front axle 116. The vehicle speed outputs the torque of an insufficiency from a rear axle 118 at a speed higher than V_1 . Although it will revive by the assistant motor AM and will run to a rear axle 118 in the vehicle speed lower than V_1 , applying a load, the size can be stopped comparatively small in a setup of this example. In addition, in the vehicle speed lower than V_1 , it is good also as what stops operation of an engine 150, and drives and runs the assistant motor AM and the clutch motor CM.

[0055] The relation between the integrated state of the clutch of the gear change gear 204 and the power outputted from a front axle 116 is explained. Drawing 5 is explanatory drawing having shown change of the integrated state of the clutch in the gear change gear 204, and the relation of the power outputted from a front axle 116. The power with which the curves PW1 and PW2 in drawing 5 are outputted from a front axle, respectively shows the line which becomes fixed with values PW1 and PW2, respectively. The curve L1 shows the power outputted from a front axle, where the 1st clutch 221 is combined, and the curve L2 shows the power outputted from a front axle where the 2nd clutch 222 is combined. If a clutch is changed and the 1st clutch 221 is combined when the power which is equivalent to the point Q2 in drawing 5 where the 2nd clutch 222 is combined is outputted, the power outputted from a front axle will have low torque, it will shift to the point with a high rotational frequency, and the power equivalent to the point Q1 in drawing 5 will be outputted. Only by the change of the integrated state of a clutch, the power outputted from a front axle does not change with a value PW1.

[0056] Next, the case where the vehicle speed is fixed at V_1 is considered. Suppose that the power which is equivalent to a point Q1 from a front axle 221 where the 1st clutch 221 is combined is outputted. If it is going to combine the 2nd clutch 222 at this time, with the vehicle speed maintained, the power equivalent to the point Q3 in drawing 5 will be outputted from a front axle 116. In order to output the power which is equivalent to a point Q3 since only the power equivalent to a point Q2 is outputted, it is necessary to make the rotational frequency of the clutch motor CM increase from a front axle 116 only by changing the integrated state of a clutch as explained previously. consequently, the vehicle speed V_1 -- when the 2nd clutch 222 is combined in the fixed bottom, the power outputted from a front axle 116 compared with the state where the 1st clutch 221 is combined increases from a value PW1 to a value PW2. If the power which is equivalent to demand power from an engine 150 is continuing being outputted, while the power outputted from a front axle 116 by changing the integrated state of a clutch 221, 222 under the conditions of vehicle speed regularity increases to a value PW2, the power revived by the clutch motor CM decreases, and the power outputted from a rear axle 118 decreases.

[0057] In addition, torque changes a little at a point Q2 and a point Q3 because the operation point of an engine 150 is also changing in connection with the power which should be outputted from an engine 150 according to the vehicle speed changing. It is also possible to control operation of an engine 150 naturally, so that both torque is in agreement.

[0058] (2) Explain torque control processing, next torque control processing of the hybrid vehicles of this example. It is distributed and transmitted to a front axle 116 and both the shafts of a rear axle 118, the hybrid vehicle which has the composition mentioned above outputting the power which is equivalent to demand power at the time of the usual run, and changing it into the rotational frequency and torque of a request of the outputted power from an engine 150. The control for outputting demand power from a front axle 116 and a rear axle 118 is explained using drawing 6. Drawing 6 is a flow chart which shows the flow of the torque control routine of the power output unit of this example. This flow chart is periodically performed by CPU with which the interior of the control unit 190 explained previously was equipped.

[0059] If a torque control routine is started, CPU in a control unit 190 will compute the output energy P_d as total of the power outputted from a front axle 116 and a rear axle 118 (Step S10). This energy P_d is equivalent to the energy which is needed for a hybrid rolling stock run. The output energy P_d is computed according to the amount AP of treading in of the accelerator detected by the vehicle speed of hybrid vehicles, and accelerator pedal position-sensor 164a etc.

[0060] In addition, since it is made in consideration of the energy balance per unit time, a torque control shall mean the energy per unit time, when [all] calling it energy in the following explanation. Therefore, in this specification, terms called energy are power and homonymy. Electrical energy is power and homonymy similarly.

[0061] Next, CPU computes charge-and-discharge power P_b (Step S15). The charge state of a battery 194 is controlled to maintain within the limits of predetermined [which was defined beforehand], and the charge-and-discharge power P_b is found according to the charge state of a battery 194 as energy which the charge and electric discharge which are performed in order to maintain in this range take. Then, CPU computes the drive energy P_h of auxiliary machinery (Step S20). Auxiliary machinery means electrical machinery and apparatus, such as air-conditioning equipment carried in vehicles.

[0062] The demand power P_e is computed by total of each energy computed above (Step S25). That is, it is $P_e = P_r + P_b + P_h$. This power turns into power which should be outputted from an engine 150. Based on this demand power, the operation point N_e of an engine 150, i.e., a target rotational frequency, and the target torque T_e are set up (Step S30). A setup of the operation point gives priority to and sets up the operation efficiency of an engine 150 fundamentally according to the map defined beforehand.

[0063] Drawing 7 is explanatory drawing having shown the example of this map. Drawing 7 shows [the rotational frequency N_e of an engine] the operational status of an engine 150 to the horizontal axis for Torque T_e for the vertical axis. The curve B in drawing 7 shows the critical range which can operate an engine 150. $\alpha 6$ shows the operation point with which the operation efficiency of an engine 150 becomes fixed from the curve $\alpha 1$. Operation efficiency becomes low at the order of $\alpha 1$ to $\alpha 6$. Moreover, the line which becomes respectively fixed [$C3$ / the power (rotational frequency x torque) outputted from an engine 150] from a curve C1 is shown.

[0064] In outputting the power which operation efficiency is greatly different, for example, is equivalent to a curve C1 according to a rotational frequency and torque as an engine 150 is shown in drawing 7, operation efficiency becomes [the time of operating an engine 150 on the operation point (a rotational frequency and torque) equivalent to A1 point of drawing 7] high most. In outputting the power which is equivalent to curves C2 and C3 similarly, efficiency becomes [the case where it operates by A2 in drawing 7, and A3 point] high most. Selection of the operation point which should be outputted and with which operation efficiency becomes high most for every power obtains the curve A in drawing 7. This is called performance curve.

[0065] In a setup of the operation point in Step S50, the performance curve called for experimentally beforehand is memorized as a map to ROM, the operation point according to the demand power P_e is read from this map, and the rotational frequency and torque of an engine 150 are set up. By carrying out like this, the high operation point of operation efficiency can be set up most.

[0066] In this way, after setting up the operation point of an engine 150, CPU performs reduction gear ratio change control (Step S100). This control is control which changes gradually a relation with the torque and the rotational frequency which are outputted from the torque and the rotational frequency which are outputted from the outer-rotor shaft 135, and a driving shaft 112 by changing the integrated state of the clutch 221,222 of the gear change gear 204. By performing this control, distribution of the power transmitted to a front axle 116 among the power outputted from an engine 150 will fluctuate. Change of this distribution appears as change of the rotational frequency of the clutch motor CM. This control is explained in full detail behind.

[0067] After determining the integrated state of a clutch 221,222 and setting up the rotational frequency of the clutch motor CM by reduction gear ratio change processing, CPU sets up the torque instruction value of the clutch motor CM and the assistant motor AM (Step S200). The setting method of each torque instruction value is as follows.

[0068] Since the inner rotor 132 of the clutch motor CM is combined with the crankshaft 156 of an engine 150, based on the principle of operation reaction, the absolute value of the output torque of the clutch motor CM becomes equal to the load torque of an engine 150. However, the sign changes according to the size relation between the outer rotor 134 of the clutch motor CM, and the rotational frequency of the inner rotor 132. Since the direction which an outer rotor 134 rotates relatively to the inner rotor 132, and the torque added to an outer rotor 134 are in agreement when the outer rotor 134 is rotating at the rotational frequency higher than the inner rotor 132, the clutch motor CM will be in a power running state. At this time, the torque instruction value of the clutch motor CM turns into the same value as the target torque T_e of an engine 150.

[0069] Conversely, when the outer rotor 134 is rotating at the low rotational frequency rather than the inner rotor 132, since the direction which an outer rotor 134 rotates relatively to the inner rotor 132, and the torque added to an outer rotor 134 become an opposite direction, the clutch motor CM will be in a regeneration state. At this time, the torque instruction value of the clutch motor CM serves as $-T_e$ which is the value which attached the negative sign to the target torque T_e of an engine 150.

[0070] The difference of the rotational frequency of an outer rotor 134 and the rotational frequency of the inner rotor 132 is decided by the difference of the rotational frequency of the inner rotor shaft 133, and the rotational frequency of an engine 150. The rotational frequency of the inner rotor shaft 133 is determined by the gear ratio in the vehicle speed and the power transfer gear 111, and the gear change gear 204. The gear ratio of the gear change gear 204 is determined by reduction gear ratio change control.

[0071] On the other hand, the torque instruction value of the assistant motor AM is set up according to the difference of the demanded torque and the output torque from a front axle 116. That is, when the output torques from a front axle 116 are insufficient to the demanded torque, the torque of the insufficiency turns into an output torque of the assistant motor AM. In this case, in order that the torque outputted from a front axle 116 may not fulfill demand torque, power running of the assistant motor AM is carried out, and the torque of an insufficiency is outputted from a rear axle 118. Conversely, when excessive torque is outputted from the clutch motor CM, the torque instruction value of the assistant motor AM serves as negative, and the assistant motor AM will be in a regeneration state. In addition, the output torque from a front axle 116 can multiply by it and ask the torque instruction value (Step S200) of the clutch motor CM for the proportionality coefficient according to the gear ratio of the gear change gear 204, and the gear ratio of the power transfer gear 111.

[0072] In this way, based on the set-up value, operation of the clutch motor CM, the assistant motor AM, and an engine is controlled (Step S205). Control of a well-known synchronous motor can be applied about control of motors MG1 and MG2, for example, control given in JP,9-47094,A can be applied. Moreover, since control of an engine 150 is also well-known technology, detailed explanation is omitted here. In addition, EFIECU170 is performing the control of an engine 150 itself, and it is only that a control unit 190 outputs the various information which is needed for this control.

[0073] The example of the torque conversion performed by above-mentioned control is shown. Drawing 8 is explanatory drawing showing signs that the rotational frequency and torque of power which are outputted from an engine 150 are changed and outputted. The power which consists of power N_e equivalent to P1 point of drawing 8, i.e., a rotational frequency, and torque T_e is outputted from the engine 150, and the case where a rotational frequency changes and outputs this to the low high power (power equivalent to P2 point) of torque is considered. The curve in drawing 8 means the line with the fixed power given with rotational frequency \times torque. The output torque of a point P2 is total of the torque outputted by both of the driving shaft 116,118 combined with each order ring. Since it is easy, the gear ratio in the power transfer gear 111 and the gear change gear 204 is assumed to be a value 1. If hybrid vehicles are running the order ring in the state where slipping is not produced, at this time, the rotational frequency of the outer-rotor shaft 135 and a rear axle 118 is in agreement at the rotational frequency N_{df} in which both become settled according to the vehicle speed.

[0074] Since the outer rotor 134 is rotating at the low rotational frequency N_{df} rather than the rotational frequency N_e of the inner rotor 132, the torque instruction value of the clutch motor CM is $-T_e$, and will be in a regeneration state as it was explained previously. The power revived by the clutch motor 134 at this time is equal to an outer rotor 134, the rotational frequency difference ($N_e - N_{df}$) of the inner rotor 132, and a product with Torque T_e . This is equivalent to the area of the portion shown by G1 of drawing 8.

[0075] From the assistant motor AM, the torque T_{dr} which runs short to the torque demanded is outputted. The output of this torque is performed by carrying out power running of the assistant motor AM. Since the rotational frequency of the rear axle 118 with which the assistant motor AM was combined is N_{df} , in order to output the above-mentioned torque, by the assistant motor AM, the power equivalent to the product of a rotational frequency N_{df} and Torque T_{dr} will be consumed. This power is equivalent to the area of the portion shown by G2 in drawing 8.

[0076] Generally the area of G1 in drawing 8 and the area of G2 become equal. This relation can be easily proved, if the power of points P1 and P2 considers the relation that regularity, i.e., rotational frequency \times torque, is fixed. This means that the assistant motor AM can be driven using the power which revives the operation efficiency of equipment by 100%, then the clutch motor CM, and is obtained. Although the gear ratio of the power transfer gear 111 and the gear change gear 204 was assumed to be a value 1 and the above-mentioned example explained it, the same relation is materialized when gear ratio is other values.

[0077] In addition, if the power stored in the battery 194 is used, it is also possible to output the torque more than T_{dr} from the assistant motor AM. The power more than the power currently outputted from the engine 150 at this time will be outputted from a front axle 116 and a rear axle 118. Moreover, if the power outputted from the assistant motor AM is suppressed, a battery 194 can also be charged with a part of power revived by the clutch motor CM. It is also possible in the assistant motor AM regeneration or to carry out power running and to output power, carrying out power running of the clutch motor CM naturally. Since the operational status regenerated by the assistant motor AM means outputting the torque of the surplus which does not originally need to be outputted, it cannot be said as desirable operational status on operation efficiency, as stated previously.

[0078] Next, the reduction gear ratio change control in this example is explained. The flow of the reduction gear ratio change control routine in this example is shown in drawing 9. If a reduction

gear ratio change control routine is started, CPU will read the amount AP of accelerator treading in detected by accelerator pedal position-sensor 164a (Step S105). Next, rate-of-change dAP/dt of the amount of accelerator treading in is computed (Step S110). Rate-of-change dAP/dt is the value which was detected at the above-mentioned step S105 from the amount of accelerator treading in detected when a reduction gear ratio change control routine was carried out last time and which ****** (ed) variation until it breaks in and results in an amount by the time interval dt in the meantime. The case where the amount of accelerator treading in increases rate-of-change dAP/dt compared with last time, respectively serves as positive.

[0079] Next, it judges whether the absolute value of rate-of-change dAP/dt of the amount of accelerator treading in is larger than the predetermined value α (Step S115). The predetermined value α is a value used as the decision criterion of whether to perform change operation of the clutch 221,222 of the gear change gear 204, when the absolute value of rate-of-change dAP/dt of the amount of accelerator treading in is below the predetermined value α , is judged to be what does not need to change the clutch 221,222 of the gear change gear 204, and once ends a reduction gear ratio change control routine.

[0080] When the absolute value of rate-of-change dAP/dt of the amount of accelerator treading in is larger than the predetermined value α , it is judged as the power which changes a clutch 221,222. When an accelerator pedal 164 is rapidly broken in as a situation applicable to this, the case where treading in to an accelerator pedal 164 is weakened rapidly is mentioned. When rate-of-change dAP/dt is positive (Step S120), it gets into an accelerator pedal, and when what bigger torque than the torque which was being outputted until now should be outputted for is demanded, it corresponds. Therefore, CPU performs low-gear change processing (Step S130).

[0081] In addition, about judgment whether a clutch is changed by size relation between the absolute value of rate-of-change dAP/dt of the amount of accelerator treading in, and the predetermined value α , in order to avoid the phenomenon in which the change of a clutch is performed frequently, it is desirable to establish a fixed hysteresis. Moreover, when the rotational frequency of the clutch motor CM and a planetary gear 210 has a limit, you may prepare the limiter which forbids reduction gear ratio change control according to the vehicle speed so that this limit may not be exceeded. Furthermore, when it is judged from the relation between the amount of accelerator treading in, and the vehicle speed that acceleration was completed, it is good also as what performs reduction gear ratio change processing so that suitable torque distribution according to the vehicle speed at the time may be realized.

[0082] A flow chart is shown in drawing 10 about low-gear change processing. If this routine is started, as for CPU, Flag CF will judge whether it is a value 1 (Step S132). It means that Flag CF is in the state, i.e., a low-gear state, where the 1st clutch 221 is combined when it is a flag showing the integrated state of the gear change gear 204 and is a value 1. Therefore, when Flag CF is a value 1, CPU ends low-gear change processing, without processing anything.

[0083] On the other hand, when Flag CF is a value 0, the 1st clutch C1 is separated that a clutch should be changed (Step S134). This will be in the state where power is not transmitted to a driving shaft 112 at all. Next, CPU computes target rotational frequency Nc^* of the clutch motor CM (Step S136). Since these processings are performed while vehicles run, the vehicle speed needs to be maintained by about 1 constant value. If it is going to change to the state where the 2nd clutch 222 was combined where the vehicle speed is kept constant as explained previously, it is necessary to increase the rotational frequency of the clutch motor CM (refer to drawing 5). It can ask for this rotational frequency according to the gear ratio at the time of combining the vehicle speed and the 2nd clutch 222, and the rotational frequency of an engine 150.

[0084] CPU accelerates the clutch motor CM so that the rotational frequency of the clutch motor CM may be in agreement with target rotational frequency Nc^* (Step S138), and it connects the 2nd clutch (Step S140). A clutch can be changed without being able to connect the 2nd clutch and being accompanied by the shock, after making in agreement the rotational frequency of the planetary

carrier 213, and the rotational frequency of the outer-rotor shaft 135 by the above control. In this way, after changing a clutch, CPU substitutes a value 1 for the flag CF showing the integrated state of a clutch (Step S142), and ends low-gear change processing. Moreover, a reduction gear ratio change control routine is also ended (drawing 9).

[0085] On the other hand, since reducing the torque which was being outputted until now means what is demanded when rate-of-change dAP/dt of the amount of accelerator treading in is not positive (Step S120), CPU performs high-gear change processing (Step S150).

[0086] A flow chart is shown in drawing 11 about high-gear change processing. If this routine is started, as for CPU, Flag CF will judge whether it is a value 0 (Step S152). Since it means that it is in the state, i.e., a high-gear state, where the 2nd clutch 222 is combined when Flag CF is a value 0, CPU ends high-gear change processing, without processing anything.

[0087] When Flag CF is a value 1, the 2nd clutch 222 is separated that a clutch should be changed (Step S154). This will be in the state where power is not transmitted to a driving shaft 112 at all. Next, CPU computes target rotational frequency Nc^* of the clutch motor CM (Step S156). Where the vehicle speed is maintained at about 1 constant value, when performing high-gear change processing, it is necessary to decrease the rotational frequency of the clutch motor CM in low-gear change processing (drawing 10) (refer to drawing 7).

[0088] CPU slows down the clutch motor CM so that the rotational frequency of the clutch motor CM may be in agreement with target rotational frequency Nc^* (Step S158), and it connects the 1st clutch 221 (Step S160). A clutch can be changed without being able to connect the 1st clutch 221 and being accompanied by the shock, after making in agreement the rotational frequency of a sun gear 221, and the rotational frequency of the outer-rotor shaft 135 by the above control. In this way, after changing a clutch, CPU substitutes a value 0 for the flag CF showing the integrated state of a clutch (Step S162), and ends high-gear change processing. Moreover, a reduction gear ratio change control routine is also ended (drawing 9).

[0089] After reduction gear ratio change control is performed as previously explained using drawing 6 , according to the gear ratio of the gear change gear 204, the torque of the clutch motor CM and the assistant motor AM is set up, and it is controlled so that the torque outputted from a front axle 116 and a rear axle 118 becomes equal to demand power as total.

[0090] The power which is equivalent to the point Q1 of drawing 5 from a front axle 116 if high-gear change processing is performed maintaining the vehicle speed at a value Vel if the relation of the power and reduction gear ratio change control which are outputted from a front axle 116 and a rear axle 118 is based and explained to drawing 5 will be outputted, and if low-gear change processing is performed, the power equivalent to the point Q3 of drawing 5 will be outputted. Naturally, the power with which the direction at the time of performing low-gear change processing (point Q3) is outputted from a front axle 116 becomes large. While performing high-gear change processing, the power which is equivalent to a point Q2 from the outer-rotor shaft 135 is outputted, and this power is changed into the rotational frequency and torque which are equivalent to a point Q1 by the gear change gear 204, and it is outputting from the front axle 116. The rotational frequency of the outer-rotor shaft 135 becomes higher than the case (state where the 1st clutch 221 was combined) where the direction at the time of performing low-gear change processing (state where the 2nd clutch 222 was combined) performs high-gear change processing.

[0091] When low-gear change processing is performed (i.e., when the 1st clutch 221 was released and the 2nd clutch 222 is combined), the principle by which the ratio which distributes the power outputted from the engine 150 to a front axle 116 and a rear axle 118 is changed is explained. For example, since the rotational frequency of an outer rotor 134 is operated in the state of the low rather than the inner rotor 132 when power is revived transmitting a part of power outputted from the engine 150 to the outer-rotor shaft 135, by low-gear change processing, the rotational frequency of the outer-rotor shaft 135 is high, the difference of the relative rotational frequency of the inner rotor 132 and an outer rotor 134 is small, and the bird clapper means the bird clapper.

When the engine 150 is operated at fixed torque and a fixed rotational frequency, if the difference of the relative rotational frequency of the inner rotor 132 and an outer rotor 134 becomes small, the power revolved there will become small. Therefore, when low-gear change processing is carried out, the power revolved by the clutch motor CM becomes small. The thing which does not consider the electric power supply from a battery 194, then this means that the power outputted from the assistant motor AM decreases.

[0092] As mentioned above, while increasing the rate of the power outputted from a front axle 116 among the power outputted from an engine 150 if low-gear change processing is performed when the power outputted from an engine 150 is in agreement with demand power, the rate of the power outputted from a rear axle 118 will be decreased. If high-gear change processing is performed, the rate of the power conversely outputted from a front axle 116 will decrease, and the rate of the power outputted from a rear axle 118 increases. Thus, in reduction gear ratio change control, distribution of the output to the front axle 116 and rear axle 118 of power which are outputted from an engine 150 is changed.

[0093] According to the hybrid vehicles explained above, it gets into accelerators, such as the time of acceleration and a climb, for example, and power can be increased, enlarging distribution of the power outputted from (drawing 10) and a front axle by performing low-gear change processing, when the demand which increases the power which should be outputted is advanced. Consequently, the stability of the run in the time of acceleration and a climb etc. can be improved. Moreover, although gear ratio in the gear change gear 204 shall be changed in two stages, according to switchable, then various run states, power distribution can be more appropriately controlled by the above-mentioned example to further much gear ratio. And the big advantage about the hybrid vehicles of realizing a four-flower drive is not spoiled, without enabling this power distribution by comparatively easy hardware composition which adds the gear change gear 204, and using a driveshaft.

[0094] In addition, as the 2nd mode of hybrid vehicles with the above composition, it shall replace with the clutch motor CM (drawing 1), and the composition using the planetary gear 120 and Generator G shall be taken. The composition of the hybrid vehicles by the 2nd mode is shown in drawing 12 . This planetary gear 120 of the planetary gear 210 (drawing 3) used for the gear change gear 204 is another.

[0095] The combination to the planetary gear 120 in the 2nd mode is explained. Rota of Generator G is combined with the sun gear 121 of a planetary gear 120. The crankshaft 156 of an engine 150 is combined with the planetary carrier 123. The gear change gear 204 is combined with the starter ring 122. The internal configuration of the gear change gear 204 is the same as that of the 1st example (drawing 3).

[0096] About the rotational frequency of each gear of a planetary gear 120, the relation naturally expressed with the formula (1) which explained previously is materialized. Moreover, although it is the matter of common knowledge on mechanism study, the relation expressed with the following formula (3) is materialized about the torque outputted and inputted by each gear.

$$T_s = T_c \rho / (1 + \rho)$$

$$T_r = T_c / (1 + \rho) \dots (3)$$

Here, the torque of a sun gear 121 and T_c mean torque of the planetary carrier 123, and, as for T_r , T_s means the torque of a starter ring 122. Moreover, ρ is the gear ratio of a starter ring 122 and a sun gear 121.

[0097] If the torque outputted from the engine 150 is inputted into a planetary gear 120 from the planetary carrier 123 a passage clearer than an upper formula (3), torque will be outputted to a sun gear 121 and a starter ring 122 at a fixed rate which becomes settled in gear ratio ρ , respectively. This means that the ratio of the torque outputted from an engine 150 and the torque inputted into the gear change gear 204 is always fixed. In the 1st mode (drawing 1) explained previously, the torque outputted from an engine 150 and the torque inputted into the gear change gear 204 were

equal on the mechanism of the clutch motor CM. Thus, the 2nd mode and 1st mode are common in that the ratio of the torque outputted from an engine 150 and the torque inputted into the gear change gear 204 cannot be changed freely.

[0098] On the other hand, the generator combined there can be driven and generated by the torque outputted from the sun gear 121. The 2nd mode is common in the function of the clutch motor CM in the 1st mode in that a part of power outputted from the engine 150 is convertible for power. As mentioned above, it turns out that the hybrid vehicles of the 2nd mode constituted by replacing the clutch motor CM in the 1st mode by Generator G and the planetary gear 120 do so the same function as the hybrid vehicles in the 1st example.

[0099] Although the integrated state of the clutch 221,222 in the gear change gear 204 has changed according to the amount of treading in of an accelerator pedal in the hybrid vehicles explained above by control of a control unit 190, it is good also as what performs this change manually.

[0100] Moreover, in the above-mentioned hybrid vehicles, you may replace the position of the clutch motor CM as a transfer or a planetary gear 120, and the gear change gear 204. Moreover, the gear change gear 204 is not limited to the composition which used the planetary gear 210, but can adopt the various transmission currently used by common vehicles. Moreover, in the 2nd mode, if the planetary gear 120 and the gear change gear 204 as a transfer are constituted, it will not matter as what takes the composition which shares a part of planetary gear 120.

[0101] (3) the hybrid car of the 2nd example -- both -- explain the hybrid vehicles as the 2nd example of this invention below Drawing 13 is the block diagram showing the composition of the hybrid vehicles as the 2nd example. the hybrid vehicles of the 2nd example -- the hybrid vehicles (refer to drawing 3) of the 1st example -- receiving -- the gear change gear 204 -- changing -- infinitely variable ** -- the so-called CVT204a is used

[0102] The composition of CVT204a in the 2nd example is explained. CVT204a transmits power to a driving shaft 112 from the outer-rotor shaft 135 with the pulley 224 of a couple attached in the outer-rotor shaft 135, the pulley 226 attached in the driving shaft 112, and the belt 225 held at both. The pulley 224 is constituted combining fast-pulley 224a and slide pulley 224b. The pulley 226 is similarly constituted combining fast-pulley 226a and slide pulley 226b, and the actuator 227 which makes this pulley 226b slide to shaft orientations is combined with slide pulley 226b. The contact surface with a belt 225 is carrying out the taper of each pulleys 224a, 224b, 226a, and 226b. Therefore, if slide pulley 226b is made to slide to shaft orientations with an actuator 227, the circumference radius of a belt 225 will be changed, a rotational frequency and torque can be changed and the power of the outer-rotor shaft 135 can be transmitted to a driving shaft 112. And unlike what changes gear ratio gradually like the gear change gear 204 shown in the 1st example, conversion of a rotational frequency and torque can be performed continuously. This means that distribution of the power outputted from a front axle 116 and the power outputted from a rear axle 118 can be changed continuously.

[0103] The torque control routine in the 2nd example which has this composition is the same as that of the 1st example (refer to drawing 6). However, in the 2nd example, since power distribution can be changed continuously, reduction gear ratio change control (Step S100 of drawing 6) differs from the 1st example. The control which replaces the reduction gear ratio change control in the 1st example shall be called power proportioning control. Hereafter, this control processing is explained.

[0104] Drawing 14 is a flow chart which shows the flow of the power proportioning-control routine of the 2nd example. If a power proportioning-control routine is started, CPU will read the vehicle speed and the amount AP of accelerator pedal treading in (Step S210). Based on these values, CPU sets up distribution of the power outputted from a front axle 116 and a rear axle 118 (Step S215). For example, since the time of acceleration is meant to the vehicle speed when the amount of accelerator treading in is large, torque outputted from a front axle 116 compared with a rear axle 118 is enlarged. At this example, the map which set up suitable power distribution experimentally beforehand according to the vehicle speed and the amount of accelerator treading in was

memorized to ROM in a control unit 190, and power distribution is set up by reading this map. In order to set up power distribution more appropriately, it does not matter as a thing in which parameters, such as the vehicle speed, rate of change of the amount of accelerator treading in, and demand power, are made to participate. Since power distribution changes according to the change gear ratio of CVT204a, setting up power distribution turns into setting up the change gear ratio of CVT204a.

[0105] In addition, since the demand power outputted from an engine 150 is separately set up as drawing 6 explained, setup of power distribution is setting up the power value outputted from a front axle 116 and a rear axle 118, and homonymy. Moreover, power distribution is not cared about as what considers and sets up ** which drives the assistant motor AM with the power supplied from a battery 194.

[0106] Next, based on the set-up power distribution, target rotational frequency NC* of the clutch motor CM is computed (Step S220). Rotational frequency NC* of the clutch motor CM is defined according to the change gear ratio of CVT204a. About this point, it is as the same as the rotational frequency of the clutch motor CM changes according to the gear ratio of the gear change gear 204 in the 1st example.

[0107] Based on the above setup, by outputting a driving signal to an actuator 227, CPU changes the change gear ratio of CVT204a (Step S225), and changes the rotational frequency of the clutch motor CM (Step S230). The torque outputted by the above processing from the rotational frequency and front axle 116 of the clutch motor CM is set up. CPU sets up the torque instruction value of the clutch motor CM and the assistant motor AM based on these values (Step S200 of drawing 6), and controls operation of the clutch motor CM, the assistant motor AM, and an engine 150 (S205). The power which is equivalent to demand power with this control is outputted by suitable power distribution from a front axle 116 and a rear axle 118.

[0108] When driving four flowers generally, it is made desirable to output power by the power distribution according to the distribution of load concerning each wheel. Since distribution of the power outputted by the function of CVT204a from a front axle 116 and a rear axle 118 can be changed continuously according to the hybrid vehicles of the 2nd example, it becomes possible to output power by more suitable torque distribution according to a rolling-stock-run state.

[0109] Also in the hybrid vehicles of the 2nd example, like the 1st example, it can change into the clutch motor CM as a transfer, and a planetary gear can also be used. Moreover, the composition which replaced the transfer and the position of CVT204a is also possible. That is, although it has an engine 150, the clutch motor CM, CVT204a, and the composition of transmitting power in order of a driving shaft 112, in drawing 13 , it is also possible to consider as the composition which transmits power in order of an engine 150, CVT204a, the clutch motor CM, and a driving shaft 112.

[0110] It is good also as what anneals and controls control of operation of the clutch motor CM, the assistant motor AM, and an engine 150 about each power output unit of the 1st example explained above and the 2nd example when the change (drawing 9) of a reduction gear ratio is performed and a change (drawing 14) of power distribution is made. Since the power outputted from a front axle 116 and a rear axle 118 changes rapidly when a reduction gear ratio is changed without this control, a shock may occur and a degree of comfort may be spoiled. If it is made for the torque by which a shell output is carried out as what controls by annealing, respectively to change smoothly, it will become possible [easing this shock]. It can anneal and control of various common knowledge can be applied as control. For example, the method of making the average of the torque instruction value set up in a certain cycle and the torque instruction value set up in the last cycle the torque instruction value used for control about the control routine performed periodically is possible.

[0111] As mentioned above, although the form of operation of this invention was explained, as for this invention, it is needless to say that it can carry out with the form which becomes various within limits which are not limited to the form of such operation at all, and do not deviate from the summary of this invention. for example, the above-mentioned example -- a power output unit -- a

hub -- although explained taking the case of the case where it applies to lid vehicles, this invention can be applied to the various equipments demanded by outputting power not only from hybrid vehicles but from two output shafts

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

- [Drawing 1] It is explanatory drawing showing the whole vehicles composition which carried the power output unit as an example of this invention.
- [Drawing 2] It is explanatory drawing showing the outline composition of the power output unit as an example of this invention.
- [Drawing 3] It is explanatory drawing showing the composition of the gear change gear 204.
- [Drawing 4] It is explanatory drawing showing the relation of the torque and demand torque which are outputted from a front axle 116.
- [Drawing 5] It is explanatory drawing showing the relation of a change of the clutch in the torque outputted from a front axle 116, and the gear change gear 204.
- [Drawing 6] It is the flow chart which shows the flow of a torque control routine.
- [Drawing 7] It is explanatory drawing showing a setup of the operation point of an engine 150.
- [Drawing 8] It is explanatory drawing showing the situation of the torque conversion by the power output unit of this invention.
- [Drawing 9] It is the flow chart which shows the flow of a reduction gear ratio change control routine.
- [Drawing 10] It is the flow chart which shows the flow of low-gear change processing.
- [Drawing 11] It is the flow chart which shows the flow of high-gear change processing.
- [Drawing 12] It is explanatory drawing showing the whole hybrid vehicles composition as the 2nd mode in the 1st example.
- [Drawing 13] It is explanatory drawing showing the whole hybrid vehicles composition as the 2nd example of this invention.
- [Drawing 14] It is the flow chart which shows the flow of the power proportioning-control routine in the 2nd example.
- [Drawing 15] It is explanatory drawing showing the conventional hybrid vehicles whole composition in which a four-flower drive is possible.
- [Drawing 16] It is explanatory drawing showing the relation between the addition torque of the motor at the time of acceleration, and the output torque from a front axle.
- [Description of Notations]
- 22 -- Driving shaft
 - 23 -- Gear change gear
 - 24 -- Differential gear
 - 26, 27, 28, 29 -- Driving wheel
 - 30 -- Clutch motor
 - 32 -- Outer rotor
 - 34 -- Inner rotor
 - 40 -- Motor

50 -- Prime mover
80 -- Control unit
91 92 -- Drive circuit
94 -- Battery
111 -- Power transfer gear
112 -- Driving shaft
114 -- Differential gear
115 -- Differential gear
116 -- Front axle
116R, 116L -- Front wheel
118 -- Rear axle
118R, 118L -- Rear wheel
120 -- Planetary gear
121 -- Sun gear
122 -- Starter ring
123 -- Planetary carrier
130 -- Damper
132 -- Inner rotor
133 -- Inner rotor shaft
134 -- Outer rotor
135 -- Outer-rotor shaft
142 -- Rota
144 -- Stator
150 -- Engine
151 -- Fuel injection valve
152 -- Combustion chamber
154 -- Piston
156 -- Crankshaft
158 -- Ignitor
160 -- Distributor
162 -- Ignition plug
164 -- Accelerator pedal
164a -- Accelerator pedal position sensor
165 -- Brake pedal
165a -- Brake-pedal position sensor
170 -- EFIECU
174 -- Coolant temperature sensor
176 -- Rotational frequency sensor
178 -- Angle-of-rotation sensor
179 -- Starting switch
182 -- Shift lever
184 -- Shift position sensor
190 -- Control unit
191 -- 1st drive circuit
192 -- 2nd drive circuit
194 -- Battery
199 -- Remaining capacity sensor
200 -- Inlet port
202 -- Exhaust port
204 -- Gear change gear

210 -- Planetary gear
211 -- Sun gear
212 -- Starter ring
213 -- Planetary carrier
221 -- The 1st clutch
222 -- The 2nd clutch
223 -- The 3rd clutch
224 -- Pulley
224a -- Fast pulley
224b -- Slide pulley
225 -- Belt
226 -- Pulley
226a -- Fast pulley
226b -- Slide pulley
227 -- Actuator
CM -- Clutch motor
AM -- Assistant motor
G -- Generator

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-234808

(43) 公開日 平成11年(1999) 8月27日

(51) Int.Cl.⁶
B 6 0 L 11/14

識別記号

F I
B 6 0 L 11/14

審査請求 未請求 請求項の数10 F D (全 20 頁)

(21) 出願番号 特願平10-49058

(22) 出願日 平成10年(1998) 2月13日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 川端 康己

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 松橋 繁

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 永松 茂隆

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 弁理士 下出 隆史 (外2名)

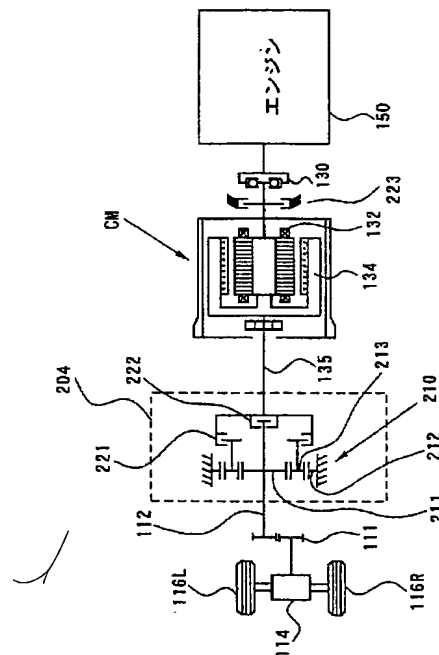
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 動力出力装置およびハイブリッド車両

(57) 【要約】

【課題】 4輪駆動可能なハイブリッド車両において、前車軸と後車軸から出力される動力の配分が変更できなかった。

【解決手段】 エンジンの出力動力の一部をクラッチモータを介して前車軸に伝達し、残余を電力として回生する。この電力を用いて後車軸に結合したモータを駆動する。かかる基本構成により4輪駆動可能なハイブリッド車両において、クラッチモータと前車軸との間に变速ギヤを介設する。变速ギヤはリングギヤを固定したプラネタリギヤとクラッチで構成されている。前車軸はサンギヤに結合され、クラッチモータの回転軸はクラッチの切り替えてプラネタリキャリアまたはサンギヤに選択的に結合される。車両が通常走行中には回転軸をプラネタリキャリアに結合し、加速中にはサンギヤに結合する。該手段により加速中に前車軸からの出力動力の配分を大きくすることができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 第1の出力軸および第2の出力軸と原動機とを有し、該原動機から出力される動力を前記第1の出力軸および第2の出力軸から出力可能な動力出力装置であって、

前記原動機の出力軸および前記第1の出力軸に結合され、該原動機から出力されるトルクと前記第1の出力軸に出力されるトルクが予め定めた比率となるように、該原動機から出力される動力の少なくとも一部を前記第1の出力軸に伝達しつつ、残余の動力を電力に変換する動力分配手段と、

前記第2の出力軸に結合され、少なくとも前記動力分配手段により変換された電力を用いて該第2の出力軸に動力を入出力可能な電動機と、

前記原動機、動力分配手段および電動機の運転を制御して、前記第1の出力軸から出力される動力および前記第2の出力軸から出力される動力の総和を要求された動力に等しくする動力制御手段とを備え、

かつ、入力されるトルクと出力されるトルクとの比を変更可能なトルク比変更手段が、前記原動機から出力される動力を前記第1の出力軸に伝達する経路のいずれかの箇所に介設されている動力出力装置。

【請求項2】 請求項1記載の動力出力装置であって、前記トルク比変更手段は前記入力されるトルクと出力されるトルクとの比を、連続的に変更可能な手段である動力出力装置。

【請求項3】 請求項1記載の動力出力装置であって、前記トルク比変更手段は、

入力された動力を出力するまでの該トルク比変更手段内部の動力の伝達経路を切り替えることにより、前記入力されるトルクと出力されるトルクとの比を少なくとも2段階に変更可能な手段である動力出力装置。

【請求項4】 請求項1記載の動力出力装置であって、さらに前記第1の出力軸および第2の出力軸からそれぞれ出力されるべきトルクを決定するトルク決定手段を備え、

前記動力制御手段は、前記原動機、動力分配手段および電動機の運転の制御に先だって、前記トルク比変更手段を制御して、前記原動機から出力されるトルクと前記第1の出力軸から出力されるトルクとの比を前記決定されたトルクに応じて変更する手段を備える動力出力装置。

【請求項5】 請求項4記載の動力出力装置であって、前記動力制御手段は、前記トルク比変更手段の制御が行われる際には前記原動機、動力分配手段、および電動機の運転をなまし制御する動力出力装置。

【請求項6】 請求項1記載の動力出力装置であって、前記動力分配手段は、

前記原動機の出力軸に結合された第1のロータと、前記第1の出力軸に結合され、前記第1のロータと相対的に回転し得る第2のロータとを有し、

該第1のロータと第2のロータの間に生じる電磁的な結合および相対的な滑りによって、前記原動機から出力される動力を分配する手段である動力出力装置。

【請求項7】 請求項1記載の動力出力装置であって、前記動力分配手段は、

入力軸を有する発電機と、

前記原動機の出力軸、前記第1の出力軸、前記入力軸にそれぞれ結合される3軸を有し、該3軸のうち2軸に入出力される動力が決定されると残余の1軸から入出力される動力が決定される動力入出力手段とを有する動力出力装置。

【請求項8】 前輪に結合された前車軸および後輪に結合された後車軸と、少なくとも原動機および電動機を用いて該原動機から出力される動力を前記前車軸および後車軸から動力を出力可能な動力出力装置とを備えた4輪駆動可能なハイブリッド車両であって、

前記動力出力装置は、

前記原動機の出力軸および前記前車軸または前記後車軸のいずれか一方の車軸に結合され、該原動機から出力されるトルクと該一方の車軸に出力されるトルクが予め定めた比率となるように、該原動機から出力される動力の少なくとも一部を前記一方の車軸に伝達しつつ、残余の動力を電力に変換する動力分配手段と、

前記前車軸および後車軸のうち、前記一方の車軸と異なる車軸に結合され、少なくとも前記動力分配手段により変換された電力を用いて該車軸に動力を入出力可能な電動機と、

前記原動機、動力分配手段および電動機の運転を制御して、前記前車軸および前記後車軸から出力される動力の総和を要求された動力に等しくする動力制御手段とを備え、

かつ、入力されるトルクと出力されるトルクとの比を変更可能なトルク比変更手段が、前記原動機から出力される動力を前記一方の車軸に伝達する経路のいずれかの箇所に介設されている動力出力装置。

【請求項9】 請求項8記載のハイブリッド車両であって、さらに前記前車軸および前記後車軸からそれぞれ出力されるべきトルクを決定するトルク決定手段を備え、前記動力制御手段は、前記原動機、動力分配手段および電動機の運転の制御に先だって、前記トルク比変更手段を制御して、前記原動機から出力されるトルクと前記一方の車軸から出力されるトルクとの比を前記決定されたトルクに応じて変更する手段を備える動力出力装置。

【請求項10】 請求項9記載のハイブリッド車両であって、

該ハイブリッド車両が加速時であるか否かを判定する加速判定手段を備え、

前記トルク決定手段は、該ハイブリッド車両の加速時は、前記前車軸から出力されるトルクが後車軸から出力されるトルク以上となるように前記前車軸と後車軸のト

ルクを決定する手段であるハイブリッド車両。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、動力源として原動機と電動機とを備えるハイブリッド式の動力出力装置および該動力出力装置を搭載したハイブリッド車両に関し、詳しくは2つの出力軸を備える動力出力装置および該装置を搭載した4輪駆動可能なハイブリッド車両に関する。

【0002】

【従来の技術】近年、エンジンと電動機とを動力源とするハイブリッド車両が提案されている（例えば特開平9-47094に記載の技術等）。ハイブリッド車両の一種としていわゆるパラレルハイブリッド車両がある。パラレルハイブリッド車両は、エンジンから出力された動力を動力分配装置により分配する。分配された動力の一部は出力軸に伝達され、残りは発電機により電力に変換される。この電力はバッテリーに蓄電されたり、出力軸に結合された電動機を駆動するのに用いられる。かかる構成により、パラレルハイブリッド車両はエンジンから出力された動力を任意の回転数およびトルクで出力軸に出力することができる。エンジンは運転効率の高い運転ポイントを選択して運転することができるため、ハイブリッド車両はエンジンのみを駆動源とする従来の車両に比べて省資源性および排気浄化性に優れている。

【0003】一方、上述のパラレルハイブリッド車両の技術を利用して、4輪駆動可能なハイブリッド車両も提案されている（例えば特開平9-175203記載の技術等）。4輪駆動可能なハイブリッド車両の構成例を図15に示す。かかるハイブリッド車両では、原動機50の出力軸にクラッチモータ30のインナロータ34を結合するとともに、クラッチモータ30のアウトロータ32を駆動軸22に結合する。駆動軸22は変速ギヤ23およびディファレンシャルギヤ24を介して前輪26、28に結合されている。後輪27、29には電動機40が結合されており、該電動機40は駆動回路92を介してバッテリー94に接続されている。クラッチモータ30もまた駆動回路91を介してバッテリー94に電氣的に接続されている。従って、電動機40とクラッチモータ30はバッテリー94を介して電氣的に接続されている。

【0004】クラッチモータ30はインナロータ34とアウトロータ32との間の電磁的な結合により動力を伝達するとともに、両者間の相対的な滑りに応じて電力を回生し、動力を電力に変換する動力分配装置としての役割を果たすものである。原動機50から出力された動力は上述したクラッチモータ30の作用により、一部が駆動軸22に伝達され前輪26、28を駆動し、残りの動力が電力に変換される。この電力は電動機40を駆動することにより、後輪27、29の駆動に用いられる。かかる作用により上述のハイブリッド車両では、前輪2

6、28および後輪27、29の双方から動力を出力することができ、いわゆる4輪駆動が可能である。

【0005】エンジンのみを動力源とする従来の車両で4輪駆動を実現するためには、エンジンの動力を前輪および後輪の両者に伝達するために、プロペラシャフトを用いていた。これは重量および車両の室内スペースへの影響等の面でデメリットが多い。上述のハイブリッド車両では、プロペラシャフトを用いることなく4輪駆動を実現できる点でも大きな利点を有している。4輪駆動可能なハイブリッド車両は、その他省資源性および排気浄化性に優れているというハイブリッド車両の特性を4輪駆動車両においても活かすことができる点でも優れている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかし、4輪駆動可能なハイブリッド車両では、前輪および後輪から出力されるトルク配分を適切な値に設定することが困難であった。上述の構成（図15）に基づいて説明すれば、クラッチモータ30のインナロータ34とアウトロータ32の間には作用反作用の関係が成立するから、原動機50から出力されるトルクと駆動軸22に伝達されるトルクとは常に等しくなる。前輪には駆動軸22のトルクを変速ギヤ23により一定の減速比でトルク変換して出力している。従って、前輪に出力されるトルクと原動機50の出力トルクとの比は、変速ギヤ23に応じて定まる一定値となる。

【0007】上述のハイブリッド車両では、要求トルクが原動機50の出力トルクよりも大きい場合には電動機40でトルクを付加することにより前輪および後輪の総和で所望のトルクを出力しているのである。逆に要求トルクが原動機50の出力トルクよりも小さい場合には電動機40を発電機として作用し、いわゆる回生負荷を後輪に加えることになる。

【0008】減速比の設定について図16を用いて説明する。図16は走行に必要となる走行トルクおよび車両からの出力トルクの関係车速に応じて示したグラフである。図16の曲線L11に示す通り、主に路面との転がり摩擦および空気抵抗に対抗して走行するために必要となる走行トルクは车速が増すにつれて単調増加していく。加速や減速を生じることなく走行するためには、走行トルクと車両からの出力トルクが等しくなる必要がある。前輪からの出力トルクが大きい場合には、車両からの出力トルクと走行トルクを釣り合わせるために、後輪で負のトルクを付加する必要が生じるが、これは運転効率上好ましい状態ではない。従って、前輪からの出力トルクは頻繁に使用されるある速度での巡行時に走行トルクに概ね釣り合うように設定されることが望ましい。

【0009】かかる速度を図16中のV11とすれば、この速度で前輪の出力トルク（曲線L13）が走行トルクL11に概ね等しくなるように設定することが望まし

い。この場合でもV11よりも低い速度で走行する場合には、後輪で負のトルクを付加する必要があるが、その大きさを抑制することができる。例えば、図16中の曲線L14に相当する動力が前輪から出力されるように設定すれば、車速V11においてさえも後輪で負のトルクを加える必要がある他、その大きさも大きくなる。ハイブリッド車両では、図16の曲線L13に相当するトルクが出力されるように変速ギヤ23のギヤ比が設定されている。

【0010】図16の曲線L13に示すように前輪からの動力を設定した上で、車両を加速する場合を考える。車両を加速する場合には図16の曲線L12に示す通り、走行トルクよりも大きなトルクが必要となる。先に説明した通り、前輪から出力されるトルクは原動機から出力されるトルクに対し、一定の比率で決まってしまうため、加速時に要求トルクを出力するには、後輪に結合された電動機を駆動してトルクを付加することが必要となる。この結果、加速時には車両から出力されるトルクの配分が後輪に大きく偏ることになる。

【0011】以上では加速時を例にとりて説明したが、従来のハイブリッド車両では前輪から出力されるトルクと原動機から出力されるトルクとの比が機構上、一定の値に制限されており、前後輪から出力されるトルクの配分を適切に制御することができなかった。この結果、加速時の操安定性という面で4輪駆動車としての特質が生かせない他、4輪駆動車としての効果が最も発揮されるべき低摩擦係数の路面での走行が効果的に行えないなどの不都合があった。一般に4輪駆動車においては、前輪および後輪にかかる荷重に応じたトルク配分でトルクが出力されることが好ましいとされているが、従来のハイブリッド車両では、車両の種々の走行状態に応じてかかるトルク配分を柔軟に実現することができなかった。かかる課題はハイブリッド車両に関わらず、2つの出力軸を有するハイブリッド式の動力出力装置において、両者から出力されるトルク配分を柔軟に制御することができないという点で共通する。

【0012】本発明は上記課題の少なくとも一部を解決するためになされ、2つの出力軸を有するハイブリッド式の動力出力装置において、両軸から出力されるトルク配分を制御可能とすることを目的とする。また、このような動力出力装置を車両に適用して、4輪駆動可能なハイブリッド車両において前後輪から出力されるトルク配分を制御可能とすることを目的とする。

【0013】

【課題を解決するための手段およびその作用・効果】上記課題の少なくとも一部を解決するために、本発明では以下の構成を採った。本発明の動力出力装置は、第1の出力軸および第2の出力軸と原動機とを有し、該原動機から出力される動力を前記第1の出力軸および第2の出力軸から出力可能な動力出力装置であって、前記原動機

の出力軸および前記第1の出力軸に結合され、該原動機から出力されるトルクと前記第1の出力軸に出力されるトルクが予め定めた比率となるように、該原動機から出力される動力の少なくとも一部を前記第1の出力軸に伝達しつつ、残余の動力を電力に変換する動力分配手段と、前記第2の出力軸に結合され、少なくとも前記動力分配手段により変換された電力を用いて該第2の出力軸に動力を入出力可能な電動機と、前記原動機、動力分配手段および電動機の運転を制御して、前記第1の出力軸から出力される動力および前記第2の出力軸から出力される動力の総和を要求された動力に等しくする動力制御手段とを備え、かつ、入力されるトルクと出力されるトルクとの比を変更可能なトルク比変更手段が、前記原動機から出力される動力を前記第1の出力軸に伝達する経路のいずれかの箇所に介設されていることを要旨とする。

【0014】上記動力出力装置では、動力制御手段により第1の出力軸および第2の出力軸から出力される動力の総和が要求動力になるように制御しつつ、原動機から出力された動力を動力分配手段を経て一部は第1の出力軸に出力し、残余の動力を電力の形を介して第2の出力軸から出力する。この際、原動機から出力される動力を第1の出力軸に伝達する経路のいずれかの箇所にトルク比変更手段を介設しているため、かかる手段の作用により、原動機から出力されるトルクと第1の出力軸から出力されるトルクとの比が可変となる。例えば、原動機から要求動力に相当する動力が出力されている場合を考えれば、第1の出力軸から出力されるトルクが変更された場合には、第2の出力軸から出力される動力も変更されることになる。この結果、上記動力出力装置によれば、第1の出力軸と第2の出力軸から出力されるトルク比を運転状態に応じて好ましい状態に変更することができ

る。

【0015】なお、上記動力出力装置において、トルク比変更手段を介設する場所は、原動機と動力分配手段との間であってもよいし、動力分配手段と第1の出力軸との間であっても構わない。また、トルク比変更手段は自動にトルク比を変更するものの他、手動でトルク比を切り替えるものであっても構わない。

【0016】上記動力出力装置において、前記トルク比変更手段は前記入力されるトルクと出力されるトルクとの比を、連続的に変更可能な手段であるものとすることが望ましい。

【0017】かかる手段を採用すれば、第1の出力軸から出力されるトルクと第2の出力軸から出力されるトルクの比をより適切な値に変更することが可能となる。

【0018】上記動力出力装置においては、前記トルク比変更手段は、入力された動力を出力するまでの該トルク比変更手段内部の動力の伝達経路を切り替えることにより、前記入力されるトルクと出力されるトルクとの比

を少なくとも2段階に変更可能な手段であるものとする
こともできる。

【0019】かかる手段によれば、簡易な構成でトルク比の変更を実現することができる。ここで上記発明における動力の伝達経路の切り替えとは、例えば、複数のギヤの組み合わせを変更することにより動力の伝達経路の切り替えを行いつつトルク比を変更する手段が挙げられる。これらのギヤの組み合わせの変更時にはクラッチで動力の伝達経路の切り離しおよび接続を行うものとしてもよい。

【0020】上記動力出力装置は、さらに前記第1の出力軸および第2の出力軸からそれぞれ出力されるべきトルクを決定するトルク決定手段を備え、前記動力制御手段は、前記原動機、動力分配手段および電動機の運転の制御に先だって、前記トルク比変更手段を制御して、前記原動機から出力されるトルクと前記第1の出力軸から出力されるトルクとの比を前記決定されたトルクに応じて変更する手段を備えることが望ましい。

【0021】かかる動力出力装置によれば、トルク決定手段が第1の出力軸および第2の出力軸からそれぞれ出力すべきトルクを決定する。これにより原動機から出力されたトルクと第1の出力軸から出力されるトルクとの比が決定されることになる。動力制御手段は、このトルク比変更手段を制御して、上記トルク比を実現する。かかる制御により、上記動力出力装置は、第1の出力軸および第2の出力軸から出力されるトルク配分を自動的に適切な値にすることができる。

【0022】上記動力出力装置においては、前記動力制御手段は、前記トルク比変更手段の制御が行われる際には前記原動機、動力分配手段、および電動機の運転をなまし制御することが望ましい。

【0023】かかる動力出力装置によれば、トルク比変更手段の制御に際し、原動機、動力分配手段、および電動機の運転をなまし制御するため、トルク比の変更に伴うショックを軽減することができる。この結果、例えば上記動力出力装置を車両等に使用した場合には、乗り心地を向上することができる。

【0024】以上で説明した動力出力装置において、前記動力分配手段は、前記原動機の出力軸に結合された第1のロータと、前記第1の出力軸に結合され、前記第1のロータと相対的に回転し得る第2のロータとを有し、該第1のロータと第2のロータの間に生じる電磁的な結合および相対的な滑りによって、前記原動機から出力される動力を分配する手段であるものとすることができる。

【0025】また、前記動力分配手段は、入力軸を有する発電機と、前記原動機の出力軸、前記第1の出力軸、前記入力軸にそれぞれ結合される3軸を有し、該3軸のうち2軸に入出力される動力が決定されると残余の1軸から入出力される動力が決定される動力入出力手段とを

有するものとすることもできる。

【0026】本発明のハイブリッド車両は、前輪に結合された前車軸および後輪に結合された後車軸と、少なくとも原動機および電動機を用いて該原動機から出力される動力を前記前車軸および後車軸から動力を出力可能な動力出力装置とを備えた4輪駆動可能なハイブリッド車両であって、前記動力出力装置は、前記原動機の出力軸および前記前車軸または前記後車軸のいずれか一方の車軸に結合され、該原動機から出力されるトルクと該一方の車軸に出力されるトルクが予め定めた比率となるように、該原動機から出力される動力の少なくとも一部を前記一方の車軸に伝達しつつ、残余の動力を電力に変換する動力分配手段と、前記前車軸および後車軸のうち、前記一方の車軸と異なる車軸に結合され、少なくとも前記動力分配手段により変換された電力を用いて該車軸に動力を入出力可能な電動機と、前記原動機、動力分配手段および電動機の運転を制御して、前記前車軸および前記後車軸から出力される動力の総和を要求された動力に等しくする動力制御手段とを備え、かつ、入力されるトルクと出力されるトルクとの比を変更可能なトルク比変更手段が、前記原動機から出力される動力を前記一方の車軸に伝達する経路のいずれかの箇所に介設されていることを要旨とする。

【0027】上記ハイブリッド車両によれば、先に説明した動力出力装置を搭載しているため、4輪駆動が可能であるとともに、前車軸および後車軸のトルク比を適切に変更することができる。なお、先に述べた動力出力装置の第1の出力軸を上記ハイブリッド車両の前車軸とすることもできるし、後車軸とすることもできる。

【0028】上記ハイブリッド車両において、さらに前記前車軸および前記後車軸からそれぞれ出力されるべきトルクを決定するトルク決定手段を備え、前記動力制御手段は、前記原動機、動力分配手段および電動機の運転の制御に先だって、前記トルク比変更手段を制御して、前記原動機から出力されるトルクと前記一方の車軸から出力されるトルクとの比を前記決定されたトルクに応じて変更する手段を備えるものとすることもできる。

【0029】かかるハイブリッド車両によれば、トルク比を自動制御することができるため、例えば車両の走行状態に応じて前車軸と後車軸のトルク比を適切な配分に行うことができる。

【0030】上記ハイブリッド車両において、該ハイブリッド車両が加速時であるか否かを判定する加速判定手段を備え、前記トルク決定手段は、該ハイブリッド車両の加速時は、前記前車軸から出力されるトルクが後車軸から出力されるトルク以上となるように前記前車軸と後車軸のトルクを決定する手段であるものとすることもできる。

【0031】かかるハイブリッド車両によれば、加速時に出力されるトルクを増大する際における走行安定性を

向上することができる。なお、前車軸から出力されるトルクを後車軸から出力されるトルクに対して大きくする程度は、各車輪にかかる荷重や車輪と車両の重心位置の関係等に応じて実験的に設定することができる。

【0032】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を実施例に基づいて説明する。

(1) 実施例の構成

はじめに、実施例の構成について図1を用いて説明する。図1は本実施例の動力出力装置を搭載した4輪駆動可能なハイブリッド車両の概略構成を示す説明図である。

【0033】このハイブリッド車両に搭載された動力出力装置は、原動機としてのエンジン150から出力された動力を、動力分配手段としてのクラッチモータCM、トルク比変更手段としての変速ギヤ204、駆動軸112、動力伝達ギヤ111およびディファレンシャルギヤ114を介して第1の出力軸に相当する前車軸116に伝達し前輪116R、116Lから出力する前輪動力系統と、同じくエンジン150から出力された動力を電力の形を経て第2の出力軸に相当する後車軸118に伝達し後輪118R、118Lから出力する後輪動力系統とから成っている。

【0034】まず、前輪動力系統の構成について説明する。図2は、この動力出力装置の構成をより詳細に示した構成図である。動力源としてのエンジン150は、吸入口200から吸入した空気と燃料噴射弁151から噴射されたガソリンとの混合気を燃焼室152に吸入し、この混合気の爆発により押し下げられるピストン154の運動をクランクシャフト156の回転運動に変換する。この爆発は、イグナイタ158からディストリビュータ160を介して導かれた高電圧によって点火プラグ162が形成した電気火花によって混合気が点火され燃焼することで生じる。燃焼により生じた排気は、排気口202を通して大気中に排出される。

【0035】エンジン150の運転は、EFI ECU170により制御されている。EFI ECU170は内部にCPU、ROM、RAM等を有するワンチップ・マイクロコンピュータであり、CPUがROMに記録されたプログラムに従い、後述する種々の制御処理を行うよう構成されている。EFI ECU170が行うエンジン150の制御としては、エンジン150の回転数に応じた点火プラグ162の点火時期制御や、吸入空気量に応じた燃料噴射量制御等がある。エンジン150の制御を可能とするために、EFI ECU170にはエンジン150の運転状態を示す種々のセンサが接続されている。例えばクランクシャフト156の回転数と回転角度を検出するためにディストリビュータ160に設けられた回転数センサ176及び回転角度センサ178などである。なお、EFI ECU170には、この他、例えばイグニ

ッションキーの状態STを検出するスタートスイッチ179なども接続されているが、その他のセンサ、スイッチなどの図示は省略した。

【0036】エンジン150のクランクシャフト156は、ダンパ130及び第3クラッチ223を介してインナロータ軸133に結合されている。インナロータ軸133とはクラッチモータCMのインナロータ132の回転軸である。クラッチモータCMは、後述する通りインナロータ132とアウトロータ134を備え、両者が相対的に回転可能な対ロータ電動機である。前輪動力系統ではクラッチモータCMのアウトロータ134の回転軸であるアウトロータ軸135は変速ギヤ204を介して駆動軸112に結合されている。駆動軸112は変速ギヤ111、ディファレンシャルギヤ114を介して前輪116R、116Lを備えた前車軸116に結合されている。

【0037】なお、ダンパ130は、このエンジン150のクランクシャフト156とインナロータ軸133とを接続し、クランクシャフト156のねじり振動の振幅を抑制する目的で設けられているものである。また、第3クラッチ223はケースに固定されており、インナロータ軸133を回転不能に把持するためのものである。第3クラッチ223は、クラッチモータCMで回生を行うことにより前輪116R、116Lに制動トルクを付加する際に結合状態となり、インナロータ軸133を回転不能に把持することにより、制動トルクの反力トルクを受ける。

【0038】図3は、変速ギヤ204の構成を示す説明図である。変速ギヤ204は、プラネタリギヤ210と二つのクラッチC1、C2とから構成される。プラネタリギヤ210は、サンギヤ211、リングギヤ212なる同軸の2つのギヤと、サンギヤ211とリングギヤ213との間に配置されサンギヤ211の外周を自転しながら公転する複数のプラネタリピニオンギヤを備えたプラネタリキャリア213の3つの部分から構成される。図3に示す通り、リングギヤ212はケースに回転不能に固定されている。

【0039】機構学上周知の事項であるが、リングギヤ212の歯数とサンギヤ211の歯数の比を ρ とすると(ρ =サンギヤ211の歯数/リングギヤ212の歯数 <1)、プラネタリギヤ204を構成する3つのギヤの回転数には次の関係式(1)が成立する。

$$N_r - N_c = \rho \times (N_c - N_s) \cdots (1)$$

ここで、 N_r はリングギヤ212の回転数、 N_c はプラネタリキャリア213の回転数、 N_s はサンギヤ211の回転数を意味する。本実施例では、リングギヤ212の回転数 N_r は値0であるため、上式(1)は次式(2)と等価である。

$$N_s = (1 + 1/\rho) \times N_c \cdots (2)$$

【0040】前輪動力系統において、駆動軸112は変

速ギヤ204を構成するプラネタリギヤ210のサンギヤ211に結合されている。アウトロータ134に結合されたアウトロータ軸135はクラッチ221、222を介して変速ギヤ204に結合されており、第1クラッチ221を解放しつつ第2クラッチ222を接続するとアウトロータ軸135とサンギヤ211が結合され、結局アウトロータ軸135と駆動軸112が直結された状態となる。このときアウトロータ軸135から出力される動力は、回転数およびトルクを変えずに駆動軸112に伝達される。

【0041】逆に第2クラッチ222を解放しつつ第1クラッチ221を接続するとアウトロータ軸135とプラネタリギヤ213とが結合される。式(2)より明らかな通り、サンギヤ211の回転数 N_s はプラネタリギヤ213の回転数 N_c よりも大きくなる。従って、クラッチ221、222を上述の結合状態にした場合、アウトロータ軸135の動力は、回転数が大きくトルクが小さい動力に変換されて駆動軸112に伝達される。このように変速ギヤ204はクラッチ221、222の結合状態を変えることにより、アウトロータ軸135から駆動軸112に伝達される動力を段階的に変換する。これらのクラッチ221、222の切り替えは、制御ユニット190から出力される切り替え制御信号に応じて行われる。なお、プラネタリギヤ210のギヤ比 ρ および動力伝達ギヤ111のギヤ比の設定については後述する。

【0042】次に後輪動力系統について説明する。後輪動力系統では図1および図2に示す通り、アシストモータAMが配設されており、アシストモータAMのロータ142に結合された出力軸がディファレンシャルギヤ115を介して後輪118R、118Lを備えた後車軸118に結合されている。アシストモータAMのステータ144は回転不能にケースに固定されている。

【0043】次に、クラッチモータCMおよびアシストモータAMの構成について説明する。クラッチモータCMは、対ロータの同期電動発電機として構成され、外周面に複数の永久磁石を有するインナロータ132と、回転磁界を形成する三相コイルが巻回されたアウトロータ134とを備える。アウトロータ134は、無方向性電磁鋼板の薄板を積層して形成されており、インナロータ132に対し相対的に回転可能に軸支されている。このモータCMは、インナロータ132に備えられた永久磁石による磁界とアウトロータ134に備えられた三相コイルによって形成される磁界との相互作用により両者が相対的に回転駆動する電動機として動作し、場合によってはこれらの相互作用によりアウトロータ134に備えられた三相コイルの両端に起電力を生じさせる発電機としても動作する。

【0044】クラッチモータCMはインナロータ132とアウトロータ134の双方が回転可能であるため、イ

ンナロータ軸133から入力された動力をアウトロータ軸135に伝達することができる。クラッチモータCMを電動機として力行運転すればアウトロータ軸135にはトルクが付加された動力が伝達されることになるし、発電機として回生運転すれば動力の一部を電力の形で取り出しつつ残余の動力を伝達することができる。また、力行運転も回生運転も行わなければ、インナロータ132からアウトロータ134には動力が伝達されない状態となる。この状態は機械的なクラッチを解放にした状態に相当する。

【0045】クラッチモータCMはスリップリング138および第1の駆動回路191を介してバッテリー194に電気的に接続されている。本実施例ではバッテリー194としてニッケル水素バッテリーを用いている。駆動回路191は内部にスイッチング素子であるトランジスタを複数備えたトランジスタインバータであり、制御ユニット190からの制御信号に伴って各トランジスタがオン・オフする。制御ユニット190が駆動回路191のトランジスタのオン・オフの時間をPWM制御するとバッテリー194を電源とする三相交流がスリップリング138を介してクラッチモータCMのアウトロータ134に流れるようになっている。この三相交流によりアウトロータ134には回転磁界が形成され、クラッチモータCMは回転する。

【0046】アシストモータAMも、クラッチモータCMと同様に同期電動発電機として構成され、外周面に複数の永久磁石を有するロータ142と、回転磁界を形成する三相コイルが巻回されたステータ143とを備える。アシストモータAMのステータ143も無方向性電磁鋼板の薄板を積層して形成されている。ステータ143は回転不能にケースに固定されている点で、クラッチモータCMのアウトロータ134と異なる。アシストモータAMは第2の駆動回路192を介してバッテリー194に電気的に接続されている。第2の駆動回路192は第1の駆動回路191と同様、トランジスタインバータにより構成されている。制御ユニット190の制御信号により駆動回路192のトランジスタをスイッチングすると、ステータ144に三相交流が流れて回転磁界を生じ、アシストモータAMは回転する。

【0047】クラッチモータCM、アシストモータAMの制御を含むハイブリッド車両の運転状態は制御ユニット190により制御されている(図2参照)。制御ユニット190もEFIECU170と同様、内部にCPU、ROM、RAM等を有するワンチップ・マイクロコンピュータであり、CPUがROMに記録されたプログラムに従い、後述する種々の制御処理を行うよう構成されている。これらの制御を可能とするために、制御ユニット190には、各種のセンサおよびスイッチが電気的に接続されている。制御ユニット190に接続されているセンサおよびスイッチとしては、アクセルペダルポジ

ションセンサ164a、ブレーキペダルポジションセンサ165a、シフトポジションセンサ184、水温センサ174、バッテリー194の残容量検出器199などがある。制御ユニット190は、これらのセンサを通じて運転操作部からの種々の信号やバッテリー194の充電状態等を入力し、また、エンジン150を制御するEFI ECU170との間で種々の情報を、通信によってやりとりしている。

【0048】次に変速ギヤ204を構成するプラネタリギヤ210のギヤ比 ρ および動力伝達ギヤ111のギヤ比の設定について説明する。まず、動力伝達ギヤ111のギヤ比について説明する。このギヤ比は図3に示した第2クラッチ222が結合された状態、即ち変速ギヤ204でのギヤ比が値1である場合において、車両が加速する場合に基づいて設定してある。

【0049】図4に走行トルクと前車軸からの出力トルクとの関係を示す。図4の曲線1dは一定の速度で巡行する場合の走行トルクを示し、曲線1aは加速する場合の要求トルクの最大値を示している。当然、車両が加速する場合には、走行トルクよりも大きなトルクを出力する必要がある。この場合、車両が安定して加速するためには、前車軸116および後車軸118から出力されるトルクをそれぞれ適切な配分しておく必要がある。かかる配分は各車輪にかかる荷重の配分や車輪位置と車両の重心との関係に応じて変化するため、実験的に設定する必要があるが、少なくとも後車軸118から出力するトルクが前車軸116から出力されるトルクに比較して極端に偏っていないようにすることが望ましい。本実施例では前後輪から出力されるトルクのバランスを考慮した上で、加速時に前車軸116から出力すべきトルクを図4の曲線12に示すように設定した。かかる設定によれば、例えば車速がV2である場合には、前車軸116からトルクTf2が出力され、後車軸118からはトルクTr2が出力されることになる。図4から明らかな通り、本実施例では加速時において、後車軸118に比して前車軸116のトルク配分が大きくなるように設定されている。動力伝達ギヤ111のギヤ比はこのように設定されたトルク（曲線12）を実現するように設定される。

【0050】クラッチモータCMのインナロータ132とアウトロータ134の間では作用反作用の原理が働くから、エンジン150から出力されるトルクとアウトロータ軸135に伝達されるトルクとは常に等しくなる。これに対し前車軸116から出力されるトルクは動力伝達ギヤ111のギヤ比を変更することにより変えることができる。後述する通り、本実施例の動力出力装置は、前車軸116と後車軸118の双方から出力される動力の総和が要求動力となるように制御されているから、前車軸116から出力されるトルクの大小に応じて後車軸118から出力されるトルクが変化する。従って、動力

伝達ギヤ111のギヤ比を調整することにより、前車軸116と後車軸118のトルク配分を調整することができるのである。加速に必要な動力に相当する動力をエンジン150から出力している場合に適切なトルク配分で、即ち前輪から出力されるトルクが図4中の曲線12で表されるトルクになるように、動力伝達ギヤ111のギヤ比は設定される。

【0051】変速ギヤ204のギヤ比 ρ の設定について説明する。変速ギヤ204のギヤ比 ρ は、先に述べた通り、リングギヤ212の歯数とサンギヤ211の歯数との比によって定まる。プラネタリキャリア213の歯数は変速ギヤ204におけるトルクの変換に影響を与えない。変速ギヤ204のギヤ比は図3における第2クラッチ222を結合した状態において、勾配のない路面を一定速度で走行する場合に基づいて設定されている。

【0052】車両が一定の速度で走行するためには、走行トルクと出力トルクとが釣り合っている必要がある。後述する通り、本実施例では前車軸116と後車軸118から出力される動力の総和が要求動力に等しくなるような制御が行われる。例えば、前車軸116から出力されるトルクが走行トルクに満たない場合には、後車軸118に結合されたアシストモータAMを駆動して不足分のトルクを補う。逆に前車軸116から出力されるトルクが走行トルクよりも大きい場合には、アシストモータAMで回生を行って後車軸に負荷を与える。但し、後者の状態は運転効率上好ましくないため、できれば回避したい状態である。アシストモータAMで回生をする状態、即ち後車軸118で負のトルクを付加する状態を回避しようとすれば、前車軸116から出力されるトルクが走行トルクを大きく超えないようにすることが望ましい。

【0053】第2クラッチ222が結合されているとき、アウトロータ軸135はプラネタリキャリア213に結合された状態となり、その動力はギヤ比 ρ に応じてトルク変換されて駆動軸112、ひいては前車軸116から出力される。先に示した式(2)によれば、「 $N_s = (1 + 1/\rho) \times N_c$ 」なる関係がある。サンギヤ211の回転数 N_s はプラネタリキャリア213の回転数 N_c よりも高い。従って、第2クラッチ222が結合された状態では、アウトロータ軸135から出力される動力は回転数が高く、トルクが低い動力に変換されて駆動軸112から出力されることになる。前車軸116からは更に動力伝達ギヤ111により変換されたトルクが出力されることになる。

【0054】これらの事情を考慮して、変速ギヤ204のギヤ比は決められる。勾配のない路面をある所定の設計速度を保って巡行する場合において、エンジン150を効率のよい運転状態で運転したとき、前車軸から出力されるトルクが走行トルクにほぼ釣り合うように変速ギヤ204のギヤ比 ρ を設定するのである。図4の曲線1

1は上述の運転状態において前車軸116から出力されるトルクの設定値を示している。車速V1で走行する場合には前車軸116から出力されるトルクのみで走行できることを意味する。車速がV1よりも高い速度では後車軸118から不足分のトルクを出力する。V1よりも低い車速ではアシストモータAMで回生をして後車軸118に負荷をかけて走行することになるが、本実施例の設定ではその大きさは比較的小さく抑えることができてい。なお、V1よりも低い車速においては、エンジン150の運転を停止し、アシストモータAMおよびクラッチモータCMを駆動して走行するものとしてもよい。

【0055】変速ギヤ204のクラッチの結合状態と前車軸116から出力される動力との関係について説明する。図5は、変速ギヤ204におけるクラッチの結合状態の変更と前車軸116から出力される動力の関係を示した説明図である。図5中の曲線PW1、PW2はそれぞれ前車軸から出力される動力がそれぞれ値PW1、PW2で一定となるラインを示している。曲線L1は第1クラッチ221を結合した状態で前車軸から出力される動力を示しており、曲線L2は第2クラッチ222を結合した状態で前車軸から出力される動力を示している。第2クラッチ222が結合された状態で図5中の点Q2に相当する動力が出力されている場合、クラッチを切り替えて第1クラッチ221を結合すると、前車軸から出力される動力はトルクが低く、回転数が高いポイントに移行し、図5中の点Q1に相当する動力が出力される。クラッチの結合状態の切り替えのみでは、前車軸から出力される動力は値PW1で変化しない。

【0056】次に車速がV_e1で一定の場合について考える。第1クラッチ221を結合した状態で前車軸221から点Q1に相当する動力が出力されているとする。このとき、車速を維持したまま第2クラッチ222を結合しようとするれば、図5中の点Q3に相当する動力を前車軸116から出力することになる。先に説明した通り、クラッチの結合状態を切り替えただけでは、前車軸116からは点Q2に相当する動力しか出力されないため、点Q3に相当する動力を出力するためには、クラッチモータCMの回転数を増加させる必要がある。この結果、車速V_e1一定の下で第2クラッチ222を結合した場合には、第1クラッチ221が結合されている状態に比べて前車軸116から出力される動力が値PW1から値PW2に増大する。エンジン150から要求動力に相当する動力が出力され続けているとすれば、車速一定の条件下でクラッチ221、222の結合状態を変更することにより、前車軸116から出力される動力が値PW2に増大すると共に、クラッチモータCMで回生される電力が減少し、後車軸118から出力される動力が減少する。

【0057】なお、点Q2と点Q3とでトルクが若干変化するのは、車速に応じてエンジン150から出力すべ

き動力が変化することに伴い、エンジン150の運転ポイントも変化しているからである。当然、両者のトルクが一致するようにエンジン150の運転を制御することも可能である。

【0058】(2)トルク制御処理次に、本実施例のハイブリッド車両のトルク制御処理について説明する。前述した構成を有するハイブリッド車両は通常の走行時において、要求動力に相当する動力をエンジン150から出力し、出力された動力を所望の回転数およびトルクに変換しつつ、前車軸116および後車軸118の両軸に配分して伝達している。要求動力を前車軸116および後車軸118から出力するための制御について、図6を用いて説明する。図6は本実施例の動力出力装置のトルク制御ルーチンの流れを示すフローチャートである。このフローチャートは、先に説明した制御ユニット190の内部に備えられたCPUにより周期的に実行されるものである。

【0059】トルク制御ルーチンが開始されると制御ユニット190内のCPUは、前車軸116および後車軸118から出力される動力の総和として出力エネルギーPdを算出する(ステップS10)。このエネルギーPdはハイブリッド車両の走行に必要なエネルギーに相当するものである。出力エネルギーPdはハイブリッド車両の車速やアクセルペダルポジションセンサ164aにより検出されるアクセルの踏み込み量AP等に応じて算出される。

【0060】なお、トルク制御は単位時間当たりのエネルギー収支を考慮してなされるため、以下の説明においてエネルギーという時は、全て単位時間当たりのエネルギーを意味するものとする。従って、本明細書においてはエネルギーという用語は動力と同義である。同様に電気エネルギーも電力と同義である。

【0061】次にCPUは充放電電力Pbの算出をする(ステップS15)。バッテリー194の充電状態は予め定めた所定の範囲内に維持するように制御されており、充放電電力Pbはかかる範囲に維持するために行われる充電および放電に要するエネルギーとして、バッテリー194の充電状態に応じて求められる。続いてCPUは補機の駆動エネルギーPhを算出する(ステップS20)。補機とは車両に搭載された空調機器等の電気機器を意味する。

【0062】以上で算出された各エネルギーの総和により要求動力Peを算出する(ステップS25)。つまり、 $P_e = P_r + P_b + P_h$ である。この動力がエンジン150から出力されるべき動力となる。かかる要求動力に基づいてエンジン150の運転ポイント、即ち目標回転数Neおよび目標トルクTeを設定する(ステップS30)。運転ポイントの設定は予め定めたマップに従って、基本的にはエンジン150の運転効率を優先して設定する。

【0063】図7はかかるマップの例を示した説明図である。図7はエンジンの回転数 N_e を横軸に、トルク T_e を縦軸にとりエンジン150の運転状態を示している。図7中の曲線Bはエンジン150の運転が可能な限界範囲を示している。曲線 $\alpha 1$ から $\alpha 6$ まではエンジン150の運転効率が一定となる運転ポイントを示している。 $\alpha 1$ から $\alpha 6$ の順に運転効率は低くなっていく。また、曲線C1からC3はそれぞれエンジン150から出力される動力（回転数×トルク）が一定となるラインを示している。

【0064】エンジン150は図7に示す通り、回転数およびトルクに応じて、運転効率が大きく相違し、例えば曲線C1に相当する動力を出力する場合には、図7中のA1点に相当する運転ポイント（回転数およびトルク）でエンジン150を運転するときに最も運転効率が高くなる。同様に曲線C2およびC3に相当する動力を出力する場合には図7中のA2およびA3点で運転する場合が最も効率が高くなる。出力すべき動力ごとに最も運転効率が高くなる運転ポイントを選択すると、図7中の曲線Aが得られる。これを動作曲線と呼ぶ。

【0065】ステップS50における運転ポイントの設定では、予め実験的に求められた動作曲線をROMにマップとして記憶しておき、かかるマップから要求動力 P_e に応じた運転ポイントを読み込んで、エンジン150の回転数およびトルクを設定するのである。こうすることにより、最も運転効率の高い運転ポイントを設定することができる。

【0066】こうしてエンジン150の運転ポイントを設定した後、CPUは減速比切り替え制御を行う（ステップS100）。この制御は、変速ギヤ204のクラッチ221、222の結合状態を切り替えることにより、アウトロータ軸135から出力されるトルクおよび回転数と駆動軸112から出力されるトルクおよび回転数との関係を段階的に切り替える制御である。かかる制御を実行することにより、エンジン150から出力される動力のうち、前車軸116に伝達される動力の配分が増減することになる。かかる配分の変化はクラッチモータCMの回転数の変化として現れる。この制御については後に詳述する。

【0067】減速比切り替え処理により、クラッチ221、222の結合状態を決定し、クラッチモータCMの回転数を設定した後、CPUはクラッチモータCMおよびアシストモータAMのトルク指令値を設定する（ステップS200）。それぞれのトルク指令値の設定方法は、次の通りである。

【0068】クラッチモータCMのインナロータ132はエンジン150のクランクシャフト156と結合されているから、作用反作用の原理に基づき、クラッチモータCMの出力トルクの絶対値はエンジン150の負荷トルクと等しくなる。但し、その符号はクラッチモータC

Mのアウトロータ134とインナロータ132の回転数の大小関係に応じて変化する。アウトロータ134がインナロータ132よりも高い回転数で回転している場合には、アウトロータ134がインナロータ132に対し相対的に回転する方向とアウトロータ134に加えられるトルクとが一致するため、クラッチモータCMは力行状態となる。このときはクラッチモータCMのトルク指令値は、エンジン150の目標トルク T_e と同じ値となる。

【0069】逆にアウトロータ134がインナロータ132よりも低い回転数で回転している場合には、アウトロータ134がインナロータ132に対し相対的に回転する方向とアウトロータ134に加えられるトルクとは逆方向になるため、クラッチモータCMは回生状態となる。このときはクラッチモータCMのトルク指令値は、エンジン150の目標トルク T_e に負号を付けた値である $-T_e$ となる。

【0070】アウトロータ134の回転数とインナロータ132の回転数の差は、インナロータ軸133の回転数とエンジン150の回転数の差によって決まる。インナロータ軸133の回転数は車速および動力伝達ギヤ111、変速ギヤ204でのギヤ比によって決定される。変速ギヤ204のギヤ比は減速比切り替え制御によって決定されている。

【0071】一方、アシストモータAMのトルク指令値は、要求されたトルクと前車軸116からの出力トルクとの差により設定される。つまり、要求されたトルクに対し、前車軸116からの出力トルクが不足している場合は、その不足分のトルクがアシストモータAMの出力トルクとなる。この場合は、前車軸116から出力されるトルクが要求トルクに満たないため、アシストモータAMを力行して、不足分のトルクを後車軸118から出力するのである。逆にクラッチモータCMから余剰のトルクが出力される場合には、アシストモータAMのトルク指令値は負となり、アシストモータAMは回生状態となる。なお、前車軸116からの出力トルクはクラッチモータCMのトルク指令値（ステップS200）に変速ギヤ204のギヤ比および動力伝達ギヤ111のギヤ比に応じた比例係数を乗じて求めることができる。

【0072】こうして設定された値に基づいてクラッチモータCM、アシストモータAM、およびエンジンの運転を制御する（ステップS205）。モータMG1、MG2の制御については周知の同期モータの制御が適用でき、例えば特開平9-47094記載の制御が適用できる。また、エンジン150の制御も周知の技術であるため、ここでは詳細な説明を省略する。なお、エンジン150の制御自体はEFI ECU170が実行しており、制御ユニット190はかかる制御に必要となる種々の情報を出力するのみである。

【0073】上述の制御により行われるトルク変換の例

を示す。図8はエンジン150から出力される動力の回転数およびトルクを変換して出力する様子を示す説明図である。エンジン150から図8のP1点に相当する動力、即ち回転数 N_e 、トルク T_e からなる動力が出力されており、これを回転数が低くトルクの高い動力(P2点に相当する動力)に変換して出力する場合を考える。図8中の曲線は、回転数 \times トルクで与えられる動力が一定のラインを意味している。点P2の出力トルクは、前後輪それぞれに結合された駆動軸116、118の両者から出力されるトルクの総和である。簡単のため、動力伝達ギヤ111、変速ギヤ204におけるギヤ比を値1と仮定する。このときハイブリッド車両が前後輪ともに滑りを生じない状態で走行していれば、アウトロータ軸135および後車軸118の回転数は両者とも車速に応じて定まる回転数 N_{df} で一致している。

【0074】アウトロータ134はインナロータ132の回転数 N_e よりも低い回転数 N_{df} で回転しているため、クラッチモータCMのトルク指令値は先に説明した通り T_e であり回生状態となる。このときクラッチモータ134で回生される電力はアウトロータ134とインナロータ132の回転数差($N_e - N_{df}$)とトルク T_e との積に等しい。これは図8のG1で示した部分の面積に相当する。

【0075】アシストモータAMからは要求されるトルクに対し不足するトルク T_{dr} が出力される。かかるトルクの出力は、アシストモータAMを力行することにより行われる。アシストモータAMが結合された後車軸118の回転数は N_{df} であるため、上記トルクを出力するためには、アシストモータAMでは回転数 N_{df} とトルク T_{dr} の積に相当する電力を消費することになる。この電力は、図8においてG2で示した部分の面積に相当する。

【0076】一般に図8におけるG1の面積とG2の面積とは等しくなる。かかる関係は、点P1とP2の動力が一定、即ち回転数 \times トルクが一定であるという関係を加味すれば容易に証明することができる。これは、装置の運転効率を100%とすれば、クラッチモータCMで回生して得られる電力を用いてアシストモータAMを駆動できることを意味する。上述の例では動力伝達ギヤ111および変速ギヤ204のギヤ比を値1であると仮定して説明したが、ギヤ比が他の値の場合も同様の関係が成立する。

【0077】なお、バッテリー194に蓄えられた電力を用いれば、アシストモータAMから T_{dr} 以上のトルクを出力することも可能である。このときはエンジン150から出力されている動力以上の動力が前車軸116および後車軸118から出力されることになる。また、アシストモータAMから出力される動力を抑制すれば、クラッチモータCMで回生した電力の一部でバッテリー194を充電することもできる。当然クラッチモータCMを

力行しつつ、アシストモータAMを回生または力行して動力を出力することも可能である。先に述べた通り、アシストモータAMで回生をする運転状態は、本来出力する必要がない余剰のトルクを出力していることを意味するため、運転効率上好ましい運転状態とはいえない。

【0078】次に、本実施例における減速比切り替え制御について説明する。本実施例における減速比切り替え制御ルーチンの流れを図9に示す。減速比切り替え制御ルーチンが開始されると、CPUはアクセルペダルポジションセンサ164aにより検出されたアクセル踏み込み量APを読み込む(ステップS105)。次にアクセル踏み込み量の変化率 dAP/dt を算出する(ステップS110)。変化率 dAP/dt とは、減速比切り替え制御ルーチンが前回実施された際に検出されたアクセル踏み込み量から上記ステップS105で検出された踏み込み量に至るまでの変化量を、この間の時間間隔 dt で除した値である。変化率 dAP/dt はそれぞれ前回に比べてアクセル踏み込み量が増加した場合が正となる。

【0079】次にアクセル踏み込み量の変化率 dAP/dt の絶対値が所定の値 α よりも大きいかな否かを判定する(ステップS115)。所定の値 α は変速ギヤ204のクラッチ221、222の切り替え操作を行うかな否かの判断基準となる値であり、アクセル踏み込み量の変化率 dAP/dt の絶対値が所定の値 α 以下である場合には、変速ギヤ204のクラッチ221、222の切り替えを行う必要がないものと判断して減速比切り替え制御ルーチンを一旦終了する。

【0080】アクセル踏み込み量の変化率 dAP/dt の絶対値が所定の値 α よりも大きい場合にはクラッチ221、222の切り替えを行うべきと判断する。これに該当する状況としてはアクセルペダル164を急激に踏み込んだ場合、アクセルペダル164の踏み込みを急激に弱めた場合が挙げられる。変化率 dAP/dt が正であるとき(ステップS120)は、アクセルペダルが踏み込まれ、これまで出力していたトルクよりも大きなトルクを出力すべきことが要求されている場合に相当する。従って、CPUはローギヤ切り替え処理を実行する(ステップS130)。

【0081】なお、アクセル踏み込み量の変化率 dAP/dt の絶対値と所定の値 α との大小関係により、クラッチの切り替えを行うかな否かの判断については、クラッチの切り替えが頻繁に行われる現象を回避するため、一定のヒステリシスを設けておくことが望ましい。また、クラッチモータCMやプラネタリギヤ210の回転数に制限があるような場合には、かかる制限を超えないよう、例えば車速に応じて減速比切り替え制御を禁止するリミッタを設けてもよい。さらに、アクセル踏み込み量と車速との関係から、加速が終了したと判断される場合には、その時点の車速に応じた適切なトルク配分が実現

されるように減速比切り替え処理を実行するものとしてもよい。

【0082】ローギヤ切り替え処理について図10にフローチャートを示す。このルーチンが開始されると、CPUはフラグCFが値1であるか否かを判定する(ステップS132)。フラグCFは変速ギヤ204の結合状態を表すフラグであり、値1である場合には第1クラッチ221が結合されている状態、つまりローギヤ状態であることを意味している。従って、フラグCFが値1である場合には、CPUは何も処理を行うことなくローギヤ切り替え処理を終了する。

【0083】一方、フラグCFが値0である場合には、クラッチの切り替えを行うべく、第1クラッチC1を切り離す(ステップS134)。これにより駆動軸112には全く動力が伝達されない状態となる。次にCPUはクラッチモータCMの目標回転数 N_c^* を算出する(ステップS136)。これらの処理は車両が走行中に行われるものであるから、車速がほぼ一定値に維持される必要がある。先に説明した通り、車速を一定に保った状態で第2クラッチ222を結合した状態に切り替えようとすれば、クラッチモータCMの回転数を増加する必要がある(図5参照)。この回転数は車速、第2クラッチ222を結合した場合のギヤ比およびエンジン150の回転数に応じて求めることができる。

【0084】CPUはクラッチモータCMの回転数が目標回転数 N_c^* に一致するようにクラッチモータCMを増速し(ステップS138)、第2クラッチを接続する(ステップS140)。以上の制御によりプラネタリキャリア213の回転数とアウトロータ軸135の回転数を一致させてから第2クラッチを接続することができ、ショックを伴うことなくクラッチの切り替えを行うことができる。こうしてクラッチを切り替えた後、CPUはクラッチの結合状態を表すフラグCFに値1を代入して(ステップS142)、ローギヤ切り替え処理を終了する。また、減速比切り替え制御ルーチンも終了する(図9)。

【0085】一方、アクセル踏み込み量の変化率 dAP/dt が正でないとき(ステップS120)は、これまで出力していたトルクを減ずることが要求されていることを意味しているため、CPUはハイギヤ切り替え処理を実行する(ステップS150)。

【0086】ハイギヤ切り替え処理について図11にフローチャートを示す。このルーチンが開始されると、CPUはフラグCFが値0であるか否かを判定する(ステップS152)。フラグCFが値0である場合には第2クラッチ222が結合されている状態、つまりハイギヤ状態であることを意味しているため、CPUは何も処理を行うことなくハイギヤ切り替え処理を終了する。

【0087】フラグCFが値1である場合には、クラッチの切り替えを行うべく、第2クラッチ222を切り離

す(ステップS154)。これにより駆動軸112には全く動力が伝達されない状態となる。次にCPUはクラッチモータCMの目標回転数 N_c^* を算出する(ステップS156)。車速をほぼ一定値に保った状態でハイギヤ切り替え処理を行う場合には、ローギヤ切り替え処理(図10)ではクラッチモータCMの回転数を減少する必要がある(図7参照)。

【0088】CPUはクラッチモータCMの回転数が目標回転数 N_c^* に一致するようにクラッチモータCMを減速し(ステップS158)、第1クラッチ221を接続する(ステップS160)。以上の制御によりサンギヤ221の回転数とアウトロータ軸135の回転数を一致させてから第1クラッチ221を接続することができ、ショックを伴うことなくクラッチの切り替えを行うことができる。こうしてクラッチを切り替えた後、CPUはクラッチの結合状態を表すフラグCFに値0を代入して(ステップS162)、ハイギヤ切り替え処理を終了する。また、減速比切り替え制御ルーチンも終了する(図9)。

【0089】先に図6を用いて説明した通り、減速比切り替え制御が実行された後、変速ギヤ204のギヤ比に応じてクラッチモータCMおよびアシストモータAMのトルクが設定され、前車軸116および後車軸118から出力されるトルクが総和として要求動力に等しくなるように制御される。

【0090】前車軸116および後車軸118から出力される動力と減速比切り替え制御との関係について図5に即して説明すれば、車速を値 V_{e1} に保ちつつハイギヤ切り替え処理を実行すれば前車軸116からは図5の点Q1に相当する動力が出力されることになるし、ローギヤ切り替え処理を実行すれば図5の点Q3に相当する動力が出力されることになる。当然、ローギヤ切り替え処理を実行した場合(点Q3)の方が前車軸116から出力される動力は大きくなる。ハイギヤ切り替え処理を実行しているときは、アウトロータ軸135から点Q2に相当する動力が出力され、この動力を変速ギヤ204で点Q1に相当する回転数およびトルクに変換して前車軸116から出力している。アウトロータ軸135の回転数はローギヤ切り替え処理を実行した場合(第2クラッチ222が結合された状態)の方がハイギヤ切り替え処理を実行した場合(第1クラッチ221が結合された状態)よりも高くなる。

【0091】ローギヤ切り替え処理を実行した場合、即ち第1クラッチ221を解放し、第2クラッチ222を結合した場合に、エンジン150から出力された動力を前車軸116および後車軸118に分配する比率が変更される原理について説明する。例えばエンジン150から出力された動力の一部をアウトロータ軸135に伝達しつつ、電力を回生している場合には、インナロータ132よりもアウトロータ134の回転数が低い状態で運

転されているから、ローギヤ切り替え処理により、アウトロータ軸135の回転数が高くなることは、インナロータ132とアウトロータ134の相対的な回転数の差が小さくなることを意味している。エンジン150が一定のトルクおよび回転数で運転されている場合、インナロータ132とアウトロータ134の相対的な回転数の差が小さくなればそこで再生される電力が小さくなる。従って、ローギヤ切り替え処理をした場合にはクラッチモータCMで再生される電力が小さくなる。バッテリー194からの電力供給を考えないものとすれば、このことはアシストモータAMから出力される動力が減少することを意味する。

【0092】以上より、エンジン150から出力される動力が要求動力に一致している場合、ローギヤ切り替え処理を実行すればエンジン150から出力される動力のうち前車軸116から出力される動力の割合を増大するとともに後車軸118から出力される動力の割合を減少することになる。ハイギヤ切り替え処理を実行すれば逆に前車軸116から出力される動力の割合が減少し、後車軸118から出力される動力の割合が増加する。このように減速比切り替え制御ではエンジン150から出力される動力の前車軸116および後車軸118への出力の配分を切り替えているのである。

【0093】以上で説明したハイブリッド車両によれば、例えば加速時や登坂時などアクセルが踏み込まれ、出力すべき動力を増加する要求が出された場合に、ローギヤ切り替え処理を実行することにより(図10)、前車軸から出力される動力の配分を大きくしつつ、動力を増加することができる。この結果、加速時や登坂時などにおける走行の安定性を向上することができる。また、上述の実施例では変速ギヤ204におけるギヤ比の切り替えを2段階で行うものとしているが、さらに多くのギヤ比に切り替え可能とすれば、種々の走行状態に応じてより適切に動力配分を制御することができる。しかも変速ギヤ204を追加する比較的簡単なハードウェア構成によりかかる動力配分を可能としており、プロペラシャフトを用いることなく4輪駆動を実現するというハイブリッド車両についての大きな利点を損ねることもない。

【0094】なお、以上の構成をもつハイブリッド車両の第2の態様として、クラッチモータCM(図1)に代えて、プラネタリギヤ120および発電機Gを用いた構成を採るものとすることもできる。第2の態様によるハイブリッド車両の構成を図12に示す。このプラネタリギヤ120は変速ギヤ204に用いられるプラネタリギヤ210(図3)とは別のものである。

【0095】第2の態様におけるプラネタリギヤ120への結合について説明する。プラネタリギヤ120のサンギヤ121には、発電機Gのロータが結合されている。プラネタリキャリア123には、エンジン150のクランクシャフト156が結合されている。リングギヤ

122には、変速ギヤ204が結合されている。変速ギヤ204の内部構成は第1実施例と同様である(図3)。

【0096】プラネタリギヤ120の各ギヤの回転数については、当然、先に説明した式(1)で表される関係が成立する。また、機構学上周知の事項であるが、各ギヤに入出力されるトルクについて、次式(3)で表される関係が成立する。

$$T_s = T_c \times \rho / (1 + \rho)$$

$$T_r = T_c / (1 + \rho) \quad \dots (3)$$

ここで、 T_s はサンギヤ121のトルク、 T_c はプラネタリキャリア123のトルク、 T_r はリングギヤ122のトルクを意味している。また、 ρ はリングギヤ122とサンギヤ121のギヤ比である。

【0097】上式(3)より明らかな通り、エンジン150から出力されたトルクがプラネタリキャリア123からプラネタリギヤ120に入力されると、サンギヤ121およびリングギヤ122には、それぞれギヤ比 ρ で定まる一定の割合でトルクが出力される。これはエンジン150から出力されるトルクと変速ギヤ204に入力されるトルクの比が常に一定であることを意味する。先に説明した第1の態様(図1)においては、クラッチモータCMの機構上、エンジン150から出力されるトルクと変速ギヤ204に入力されるトルクは等しかった。このようにエンジン150から出力されるトルクと変速ギヤ204に入力されるトルクとの比を自由に変更できない点で第2の態様と第1の態様は共通する。

【0098】一方、サンギヤ121から出力されたトルクによって、そこに結合された発電機を駆動し、発電することができる。第2の態様は、エンジン150から出力された動力の一部を電力に変換することができるという点で第1の態様におけるクラッチモータCMの機能と共通する。以上より、第1の態様におけるクラッチモータCMを発電機Gおよびプラネタリギヤ120に置換して構成された第2の態様のハイブリッド車両は、第1実施例におけるハイブリッド車両と同様の機能を奏することが分かる。

【0099】以上で説明したハイブリッド車両においては制御ユニット190の制御によりアクセルペダルの踏み込み量に応じて変速ギヤ204内のクラッチ221、222の結合状態が切り替えているが、この切り替えを手動で行うものとしてもよい。

【0100】また、上記ハイブリッド車両において動力分配装置としてのクラッチモータCMまたはプラネタリギヤ120と変速ギヤ204の位置を入れ替えてもよい。また、変速ギヤ204はプラネタリギヤ210を用いた構成に限定されず、一般の車両で使用されている種々のトランスミッションを採用することができる。また、第2の態様においては、動力分配装置としてのプラネタリギヤ120と変速ギヤ204を構成するとプラネ

タリギヤ120の一部を共有する構成をとるものとしても構わない。

【0101】(3)第2実施例のハイブリッド車両次に本発明の第2実施例としてのハイブリッド車両について説明する。図13は第2実施例としてのハイブリッド車両の構成を示す構成図である。第2実施例のハイブリッド車両は、第1実施例のハイブリッド車両(図3参照)に対し、変速ギヤ204に換えて、無段変速機いわゆるCVT204aを用いている。

【0102】第2実施例におけるCVT204aの構成について説明する。CVT204aは、アウトロータ軸135に取り付けられた一対のプーリ224と、駆動軸112に取り付けられたプーリ226と、両者に保持されるベルト225によりアウトロータ軸135から駆動軸112に動力を伝達する。プーリ224は、固定プーリ224aとスライドプーリ224bとを組み合わせ構成されている。プーリ226も同様に固定プーリ226aとスライドプーリ226bとを組み合わせ構成されており、スライドプーリ226bには、このプーリ226bを軸方向にスライドさせるアクチュエータ227が結合されている。各プーリ224a、224b、226a、226bは、ベルト225との接触面がテーパしている。従って、アクチュエータ227でスライドプーリ226bを軸方向にスライドさせるとベルト225の周回半径が変更され、アウトロータ軸135の動力を回転数およびトルクを変換して駆動軸112に伝達することができる。しかも第1実施例で示した変速ギヤ204のように段階的にギヤ比を変更するものとは異なり、回転数およびトルクの変換を連続的に行うことができる。これは前車軸116から出力する動力と後車軸118から出力する動力の配分を連続的に変更することができることを意味している。

【0103】かかる構成を有する第2実施例におけるトルク制御ルーチンは第1実施例と同様である(図6参照)。但し、第2実施例では動力配分を連続的に変化させることができるため、減速比切り替え制御(図6のステップS100)が第1実施例とは異なる。第1実施例における減速比切り替え制御に置き換わる制御を動力配分制御と呼ぶものとする。以下、この制御処理について説明する。

【0104】図14は第2実施例の動力配分制御ルーチンの流れを示すフローチャートである。動力配分制御ルーチンが開始されると、CPUは車速およびアクセル踏み込み量APを読み込む(ステップS210)。これらの値に基づいてCPUは前車軸116および後車軸118から出力される動力の配分を設定する(ステップS215)。例えば、車速に対してアクセル踏み込み量が大い場合には加速時を意味しているため、後車軸118に比べて前車軸116から出力されるトルクを大きくする。本実施例では車速およびアクセル踏み込み量

に応じて適切な動力配分を予め実験的に設定したマップを制御ユニット190内のROMに記憶しておき、このマップを読み込むことで動力配分を設定している。動力配分の設定をより適切に行うため、車速やアクセル踏み込み量の変化率や要求動力等のパラメータを関与させるものとしても構わない。動力配分は、CVT204aの変速比に応じて変化するため、動力配分を設定することは、CVT204aの変速比を設定することともなる。

【0105】なお、図6で説明した通り、エンジン150から出力される要求動力は別途設定されているため、動力配分の設定は、前車軸116および後車軸118から出力される動力値を設定することと同義である。また、動力配分はバッテリー194から供給される電力によりアシストモータAMを駆動することを加味して設定するものとしても構わない。

【0106】次に、設定された動力配分に基づいてクラッチモータCMの目標回転数NC*を算出する(ステップS220)。クラッチモータCMの回転数NC*はCVT204aの変速比に応じて定められる。この点については第1実施例において変速ギヤ204のギヤ比に応じてクラッチモータCMの回転数が変わるのと同じである。

【0107】以上の設定に基づいて、CPUはアクチュエータ227に駆動信号を出力することによってCVT204aの変速比を変更し(ステップS225)、またクラッチモータCMの回転数を変更する(ステップS230)。以上の処理によりクラッチモータCMの回転数および前車軸116から出力されるトルクが設定される。CPUはこれらの値に基づいてクラッチモータCM、アシストモータAMのトルク指令値を設定し(図6のステップS200)、クラッチモータCM、アシストモータAM、およびエンジン150の運転を制御する(S205)。かかる制御により要求動力に相当する動力が前車軸116、後車軸118から適切な動力配分で出力される。

【0108】一般に4輪駆動する場合には、各車輪にかかる荷重分布に応じた動力配分で動力を出力することが好ましいとされている。第2実施例のハイブリッド車両によれば、CVT204aの機能により前車軸116および後車軸118から出力される動力の配分を連続的に変化させることができるため、車両の走行状態に応じてより適切なトルク配分で動力を出力することが可能となる。

【0109】第2実施例のハイブリッド車両においても、第1実施例と同様、動力分配装置としてクラッチモータCMに変えてプラネタリギヤを用いることもできる。また、動力分配装置とCVT204aの位置を入れ替えた構成も可能である。つまり、図13ではエンジン150、クラッチモータCM、CVT204a、駆動軸

112の順に動力を伝達する構成となっているが、エンジン150、CVT204a、クラッチモータCM、駆動軸112の順に動力を伝達する構成とすることも可能である。

【0110】以上で説明した第1実施例および第2実施例の各動力出力装置について、減速比の切り替え(図9)および動力配分の変更(図14)が行われる場合には、クラッチモータCM、アシストモータAMおよびエンジン150の運転の制御をなまし制御するものとしてもよい。かかる制御なく減速比の切り替えを行った場合には前車軸116および後車軸118から出力される動力が急激に変化するため、ショックが発生し乗り心地を損ねる可能性もある。なまし制御を行うものとしてそれぞれから出力されるトルク等が滑らかに変化するようにすれば、かかるショックを緩和することが可能となる。なまし制御としては種々の周知の制御を適用することができる。例えば、周期的に実行される制御ルーチンについて、あるサイクルで設定されたトルク指令値と、前回のサイクルで設定されたトルク指令値との平均値を制御に用いるトルク指令値とする方法が可能である。

【0111】以上、本発明の実施の形態について説明したが、本発明はこうした実施の形態に何等限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において、種々なる形態で実施し得ることは勿論である。例えば、上記実施例では動力出力装置をハイブリッド車両に適用した場合を例にとって説明したが、本発明はハイブリッド車両に限らず、二つの出力軸から動力を出力することが要求される種々の装置に適用することが可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例としての動力出力装置を搭載した車両の全体構成を示す説明図である。

【図2】本発明の実施例としての動力出力装置の概略構成を示す説明図である。

【図3】変速ギヤ204の構成を示す説明図である。

【図4】前車軸116から出力されるトルクと要求トルクとの関係を示す説明図である。

【図5】前車軸116から出力されるトルクと変速ギヤ204内のクラッチの切り替えの関係を示す説明図である。

【図6】トルク制御ルーチンの流れを示すフローチャートである。

【図7】エンジン150の運転ポイントの設定について示す説明図である。

【図8】本発明の動力出力装置によるトルク変換の様子を示す説明図である。

【図9】減速比切り替え制御ルーチンの流れを示すフローチャートである。

【図10】ローギヤ切り替え処理の流れを示すフローチャートである。

【図11】ハイギヤ切り替え処理の流れを示すフローチャートである。

【図12】第1実施例における第2の態様としてのハイブリッド車両の全体構成を示す説明図である。

【図13】本発明の第2実施例としてのハイブリッド車両の全体構成を示す説明図である。

【図14】第2実施例における動力配分制御ルーチンの流れを示すフローチャートである。

【図15】4輪駆動可能な従来のハイブリッド車両の全体構成を示す説明図である。

【図16】加速時における電動機の付加トルクと前車軸からの出力トルクとの関係を示す説明図である。

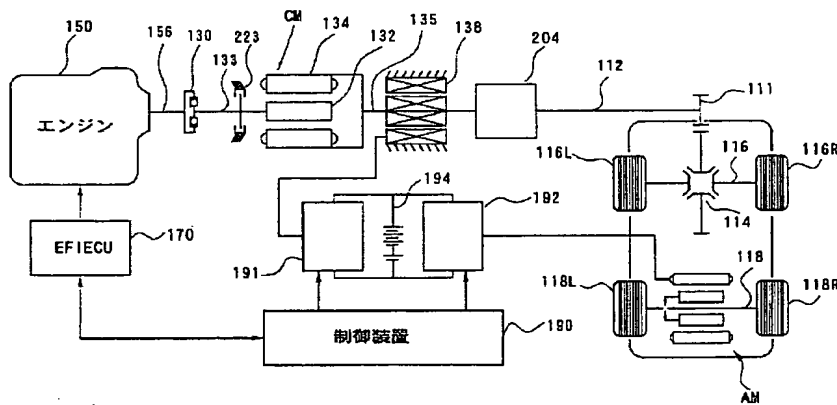
【符号の説明】

22…駆動軸
23…変速ギヤ
24…ディファレンシャルギヤ
26, 27, 28, 29…駆動輪
30…クラッチモータ
32…アウトロータ
34…インナロータ
40…電動機
50…原動機
80…制御装置
91, 92…駆動回路
94…バッテリー
111…動力伝達ギヤ
112…駆動軸
114…ディファレンシャルギヤ
115…ディファレンシャルギヤ
116…前車軸
116R, 116L…前輪
118…後車軸
118R, 118L…後輪
120…プラネタリギヤ
121…サンギヤ
122…リングギヤ
123…プラネタリキャリア
130…ダンパ
132…インナロータ
133…インナロータ軸
134…アウトロータ
135…アウトロータ軸
142…ロータ
144…ステータ
150…エンジン
151…燃料噴射弁
152…燃焼室
154…ピストン
156…クランクシャフト
158…イグナイタ

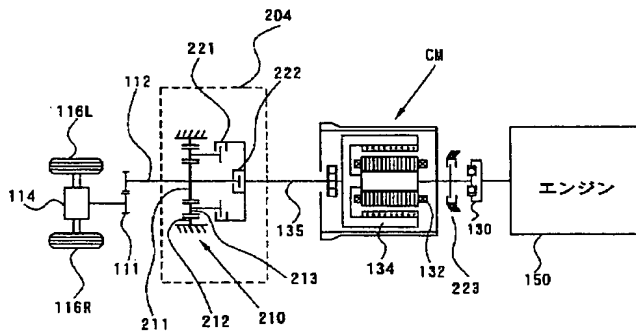
160…ディストリビュータ
 162…点火プラグ
 164…アクセルペダル
 164a…アクセルペダルポジションセンサ
 165…ブレーキペダル
 165a…ブレーキペダルポジションセンサ
 170…EFI ECU
 174…水温センサ
 176…回転数センサ
 178…回転角度センサ
 179…スタータスイッチ
 182…シフトレバー
 184…シフトポジションセンサ
 190…制御ユニット
 191…第1の駆動回路
 192…第2の駆動回路
 194…バッテリー
 199…残容量センサ
 200…吸気口
 202…排気口

204…変速ギヤ
 210…プラネタリギヤ
 211…サンギヤ
 212…リングギヤ
 213…プラネタリキャリア
 221…第1クラッチ
 222…第2クラッチ
 223…第3クラッチ
 224…プーリ
 224a…固定プーリ
 224b…スライドプーリ
 225…ベルト
 226…プーリ
 226a…固定プーリ
 226b…スライドプーリ
 227…アクチュエータ
 CM…クラッチモータ
 AM…アシストモータ
 G…発電機

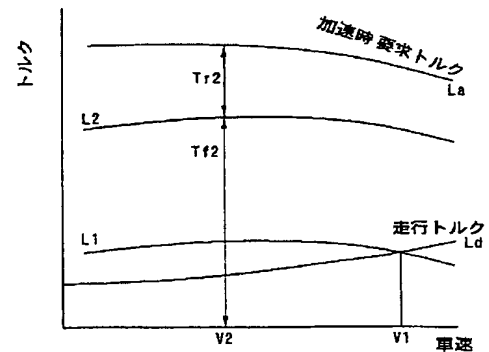
【図1】



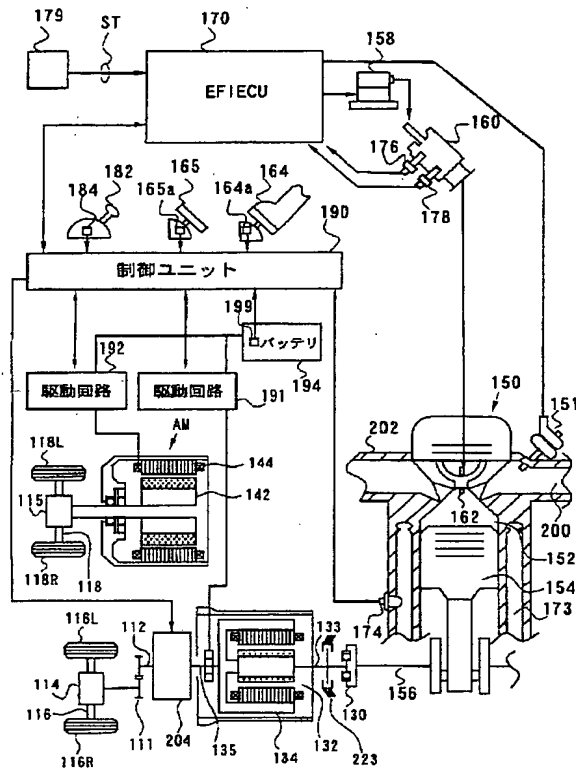
【図3】



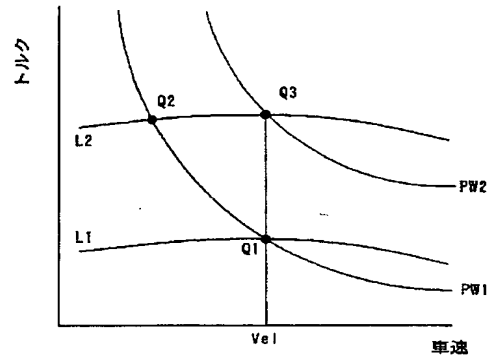
【図4】



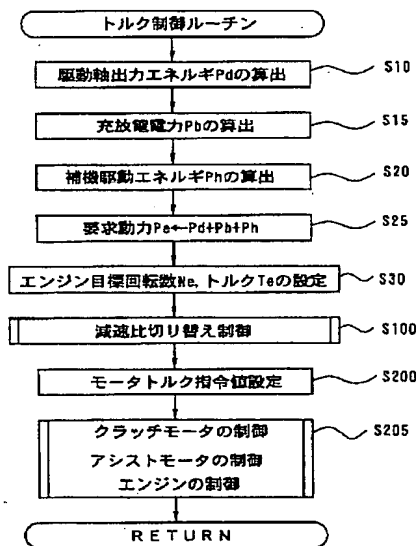
【図2】



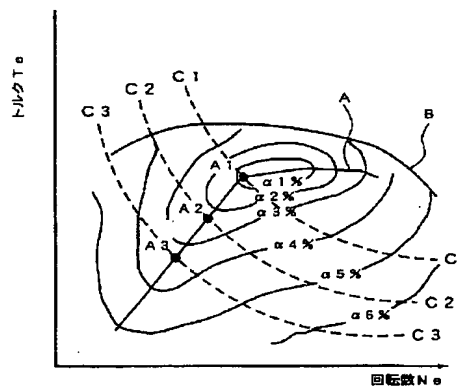
【図5】



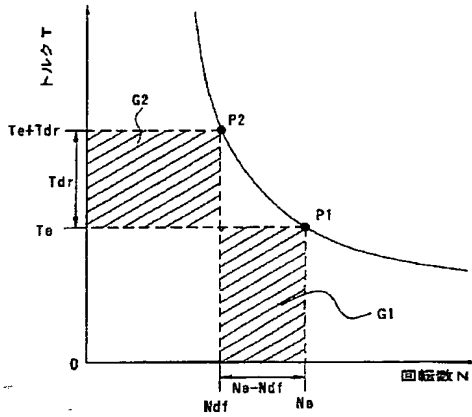
【図6】



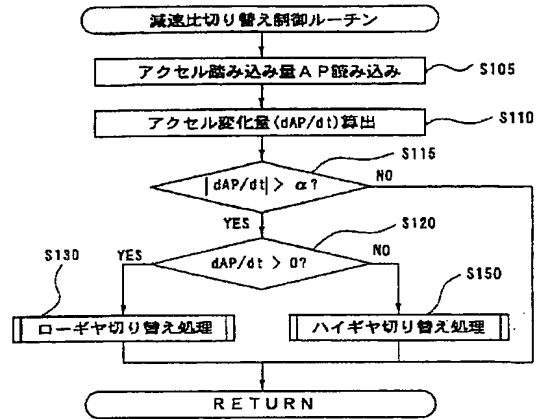
【図7】



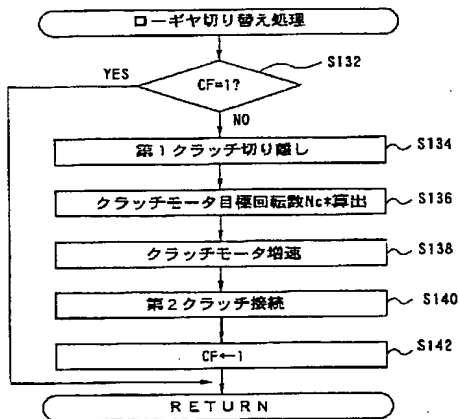
【図8】



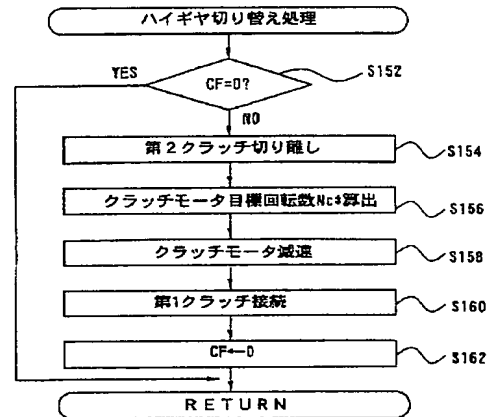
【図9】



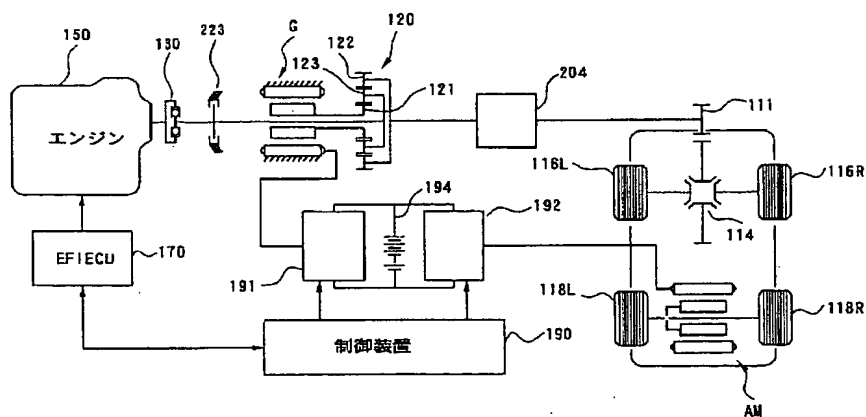
【図10】



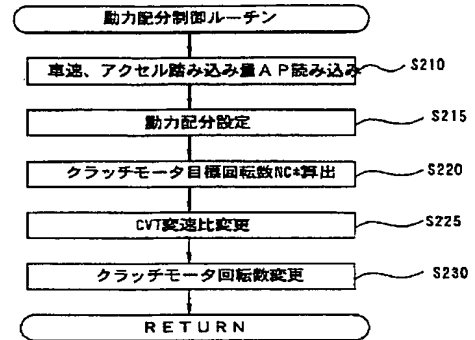
【図11】



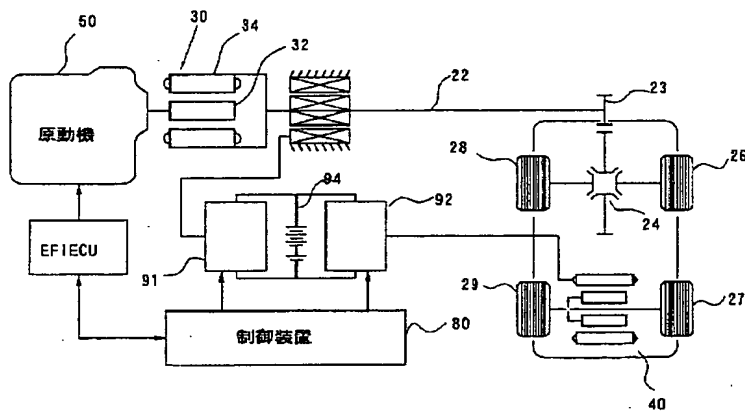
【図12】



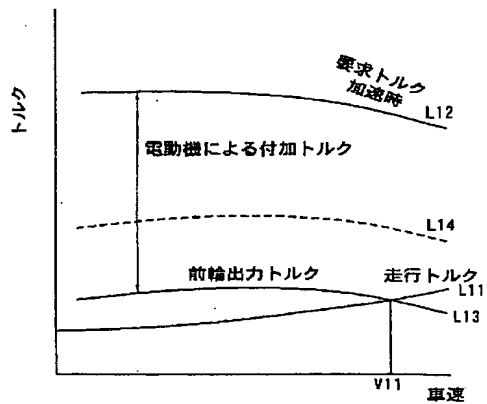
【図14】



【図15】



【图 16】



フロントページの続き

(72)発明者 山田 英治
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動
車株式会社内

(72)発明者 三浦 徹也
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動
車株式会社内